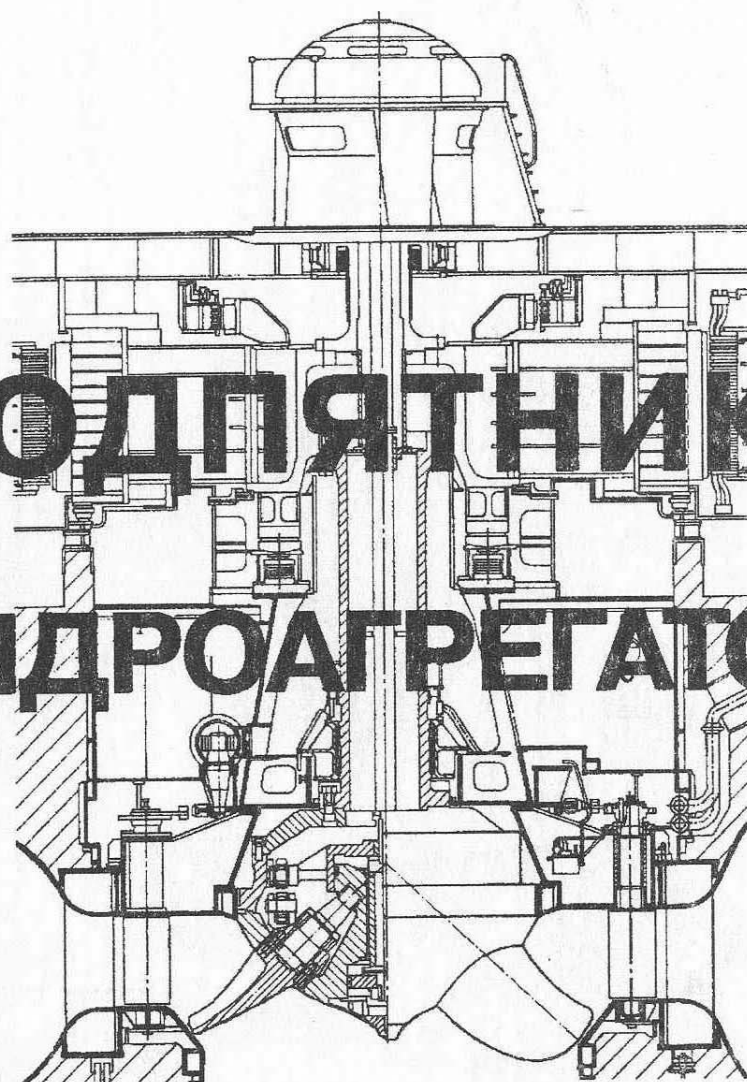


А. Е. Александров

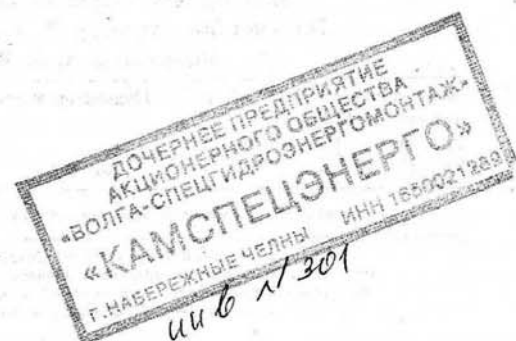
# ПОДЪЯТНИКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ



•ЭНЕРГИЯ•

А. Е. Александров

# ПОДПЯТНИКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ



«ЭНЕРГИЯ»

Москва 1975



В книге на основе опыта эксплуатации и натурных исследований рассматриваются особенности работы подпятников различных конструкций. Основное внимание уделено вопросам обеспечения надежной работы подпятников на действующих гидроэлектростанциях. Приведены конкретные рекомендации по наладке работы подпятников и организации эксплуатационного контроля за ними.

Книга предназначена для эксплуатационного персонала гидроэлектростанций, но может быть полезна проектировщикам гидроэлектростанций, специалистам, занимающимся конструированием и исследованием гидросилового оборудования, а также студентам высших и средних учебных заведений.

**Анатолий Евгеньевич Александров**  
**ПОДПЯТНИКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ**

Редактор Г. М. Божко-Степаненко  
Редактор издательства Н. И. Крысько  
Переплет художника А. М. Кувшинникова  
Технический редактор Л. А. Молодцова  
Корректор Н. А. Войтенко

Сдано в набор 21/VII 1975 г.	Подписано к печати 27/X 1975 г.	Т-15526
Формат 84×108 <sup>1</sup> / <sub>32</sub>	Бумага типографская № 2	
Усл. печ. л. 15,12	Уч.-изд. л. 16,0	
Тираж 1500 экз.	Зак. 264	Цена 91 коп.

Издательство «Энергия», Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома  
при Государственном комитете Совета Министров СССР  
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли.  
Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

А 30314-540  
051(01)-75 62-75

© Издательство «Энергия», 1975 г.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной тенденцией развития гидроэнергетики является создание агрегатов большой единичной мощности. В СССР уже действуют агрегаты Красноярской ГЭС мощностью 508 МВт, агрегаты Братской ГЭС имени 50-летия Великого Октября мощностью 225 МВт, агрегаты Нурекской ГЭС мощностью 300 МВт. Строится Саяно-Шушенская ГЭС, на которой будут установлены агрегаты мощностью 640 МВт. При таких крупных единичных мощностях надежность работы агрегатов приобретает особо важное значение.

Одним из наиболее ответственных узлов гидроагрегата является подпятник. В крупных вертикальных агрегатах подпятники воспринимают огромную нагрузку, складывающуюся из веса вращающихся частей и реакции воды на рабочее колесо турбины. Так, на подпятники агрегатов Волжских ГЭС имени В. И. Ленина и имени XXII съезда КПСС действует нагрузка 29,0 МН. Отечественными заводами созданы подпятники различной конструкции, работающие в большом диапазоне нагрузок и окружных скоростей, на гидроагрегатах разных типов. Однако при переходе на высокие общие и удельные нагрузки и при увеличении размеров подпятников возникли значительные затруднения в их работе.

В процессе эксплуатации, после проведения ряда натурных испытаний, удалось в большинстве случаев обеспечить достаточно надежную работу подпятников. Однако несмотря на большое внимание, уделяемое в последние годы подпятникам, проведение ряда испытаний и внедрение новых конструктивных решений, вопрос обеспечения надежной работы подпятников, особенно для крупных вертикальных агрегатов, остается чрезвычайно актуальным.

Несмотря на важность проблемы, технической литературы по подпятникам имеется очень мало, особенно по вопросам их эксплуатации. В настоящей книге на основании опыта эксплуатации и натурных испытаний рассматривается работа подпятников различных типов, от ранних конструкций дисковых подпятников на пружинном основании до современных конструкций подпятников на высокие нагрузки. Основное внимание уделено вопросам эксплуатации подпятников, конструктивному улучшению их, выработанному в процессе эксплуатации, разработке различных устройств и приспособлений для регулировки и настройки подпятников.

Отдельно рассмотрены способы контроля нагрузки на сегменты подпятников, контроля и улучшения состояния зеркальной поверхности диска, определения и установки оптимальных значений эксцентриситета сегментов, организации эффективного температурного контроля, облегчения работы подпятников при пусках и остановках. Освещен также вопрос применения новых материалов в подпятниках. В книге использованы в основном результаты работ, проведенных автором в ОРГРЭС. При использовании других материалов даны ссылки на соответствующие литературные источники.

Книга имеет практический характер. Вопросы теории гидродинамической смазки и расчета подпятников в ней не рассматриваются. При желании читатель сможет познакомиться с этими вопросами в имеющихся трудах [Л. 17, 22, 28, 42, 45, 52].

Поскольку данная книга является первой большой работой, посвященной специально подпятникам гидроагрегатов, возможно, что отдельные вопросы в ней освещены недостаточно полно. Автор будет признателен за все замечания и пожелания, которые следует направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Изд-во «Энергия».

*Автор*

## Часть первая

# КОНСТРУКЦИИ ПОДПЯТНИКОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ И ОСОБЕННОСТИ ИХ РАБОТЫ

## Глава первая

### ПОДПЯТНИКИ НА ПРУЖИННОМ ОСНОВАНИИ

#### 1-1. ДИСКОВЫЕ ПОДПЯТНИКИ

На генераторах некоторых довоенных ГЭС (Нивская III, Сходненская, Канакерская и др.) установлены подпятники дискового типа. Они состоят из двух дисков: верхнего, вращающегося, закрепленного на ступице подпятника, и нижнего, неподвижного, облицованного баббитом, опирающегося на большое число цилиндрических пружин (рис. 1-1). Верхний диск (рис. 1-2) имеет на своей рабочей поверхности радиальные канавки, служащие для улучшения циркуляции масла; нижний (рис. 1-3) имеет также радиальные канавки, которыми он разбит на сегменты, и один сквозной радиальный разрез. Сегменты залиты баббитом. Цилиндрические пружины, на которые опирается нижний диск, предварительно затянуты с усилием, равным рабочему усилию.

Теоретического расчета подпятника такого типа нет. Его работу с некоторым приближением можно принять аналогичной работе сегментных подпятников, описанных в [Л. 1].

Из табл. 1-1, где приведены основные данные по некоторым дисковым подпятникам на пружинном основании, видно, что подпятники этого типа рассчитаны на

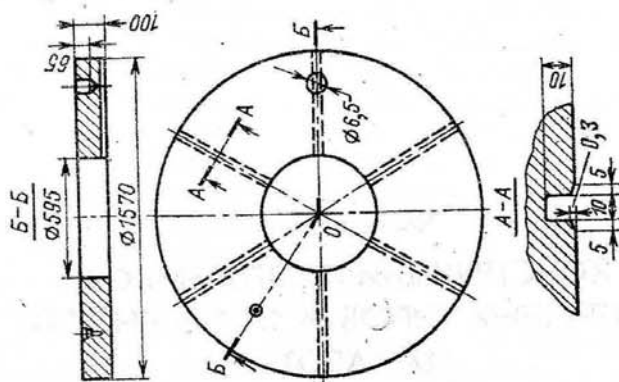


Рис. 1-2. Вращающийся диск подпятника.

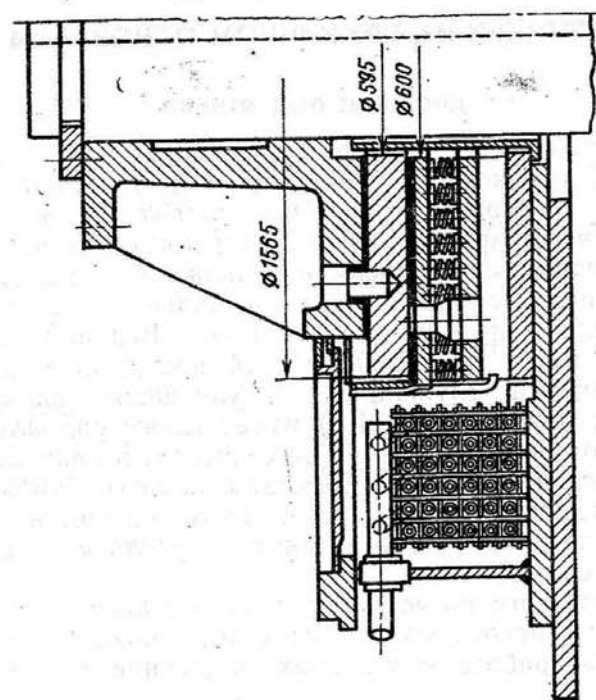


Рис. 1-1. Дисковый подпятник на пружинном основании.

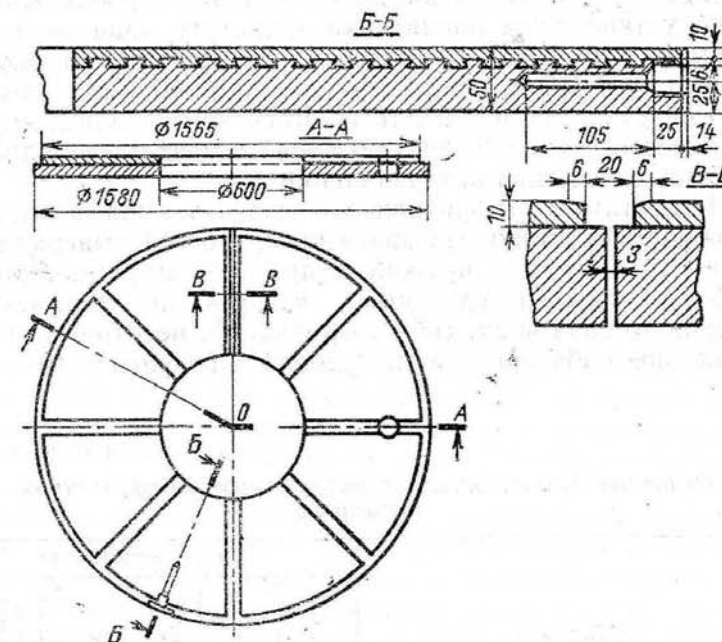


Рис. 1-3. Неподвижный диск подпятника.

работу при средней удельной нагрузке 2,0—3,0 МПа<sup>1</sup> и имеют сравнительно небольшие размеры: наружный диаметр диска обычно не превышает 1,5 м.

Попытка применить дисковые подпятники на большее удельное давление при больших размерах не дала положительного результата. Так, на гидроагрегатах

<sup>1</sup> В книге даны единицы физических величин в соответствии с действующим государственным стандартом «Единицы физических величин» (система СИ). Распространенные в практике единицы измерения, подлежащие изъятию, следует переводить в соответствии с данной таблицей:

Единица		Значение в единицах СИ
Наименование	Обозначение	
<b>Сила, вес</b>		
Тонна-сила	тс	$9,8 \cdot 10^3 \text{ Н} = 9,8 \text{ кН} \approx 10 \text{ кН}$ $9,8 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н}$
Килограмм-сила	кгс	
<b>Момент силы</b>		
Килограмм-сила-метр	кгс·м	$9,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $9,8 \text{ кН} \cdot \text{м}$
Тонна-сила-метр	тс·м	
<b>Давление, напряжение</b>		
Килограмм-сила на квадратный сантиметр	кгс/см <sup>2</sup>	$9,8 \cdot 10^4 \text{ Па} \approx 0,1 \text{ МПа}$

Днепровской ГЭС имени В. И. Ленина первоначально были установлены подпятники дискового типа на пружинном основании с внешним диаметром диска около 2,3 м, рассчитанные на полную нагрузку 10 МН и удельную нагрузку 3,5 МПа. Эти подпятники оказались нероботоспособными и были заменены сегментными подпятниками на жесткой винтовой опоре.

Недостатком подпятников дискового типа является сложность подгонки трущихся поверхностей, выверки высотного положения пружин и пр. В эксплуатации при работе с малыми удельными нагрузками подпятники дискового типа ведут себя различно. На некоторых станциях они работают вполне удовлетворительно. Так, на

Таблица 1-1

Основные данные дисковых подпятников на пружинном основании

Параметр	Гидроэлектростанция				
	Нивская III	Сходненская	Канакерская (большой агрегат)	Канакерская (малый агрегат)	Нижнесвирская (малый агрегат)
Общая нагрузка, МН . . . . .	2,82	2,85	3,5	1,95	—
Удельная нагрузка, МПа . . . . .	1,95	2,54	2,95	2,44	—
Число сегментов нижнего диска	8	8	8	6	8
Наружный диаметр диска, м . . .	1,56	1,35	1,45	1,13	0,945
Внутренний диаметр диска, м . .	0,60	0,56	0,64	0,45	0,40
Средняя окружная скорость, м/с	10,5	9,4	20,5	20,7	7,5

Сходненской ГЭС дисковые подпятники продолжительное время работают без шабровки. Поверхность баббита хорошо приработалась. Лишь иногда при капитальных ремонтных делается легкая «разбивка» баббита у сбегających кромок и у внутренних краев сегментов нижнего диска. Температура тела пяты (нижнего диска) не превышает 60°C при температуре масла в ванне 29—35°C. Никаких повреждений подпятников не было.

На других ГЭС наблюдалось повышение температуры дисковых подпятников отдельных агрегатов. Так, на ГЭС Нивская III температура подпятника агрегата № 2 повышалась до 79°C при температуре масла 42°C.

На Канакерской ГЭС температура дисковых подпятников повышалась на агрегате № 1 до 71°C (температура масла 49°C), на агрегате № 3 до 74°C (температура масла 50°C), на агрегате № 6 до 75°C (температура масла 57°C). На ГЭС Ак-Тепе температура дискового подпятника повышалась до 81°C.

Такое повышение температуры подпятника хотя и не вело к аварии, являлось недопустимо высоким и свидетельствовало о недостаточном запасе надежности.

Почти все действующие подпятники дискового типа в процессе эксплуатации претерпели конструктивные изменения. Реконструкция велась в двух направлениях: а) улучшение конструкции самого подпятника, б) улучшение системы смазки и охлаждения. На некоторых ГЭС реконструкция подпятников сводилась к незначительным изменениям, связанным с улучшением циркуляции масла в подпятнике и его охлаждения. Для этого увеличивались маслоприемные скосы, расширялись радиальные каналы диска и т. д. Например, на дисковых подпятниках ГЭС Нивская III была увеличена ширина радиальных каналов неподвижного диска с 20 до 60 мм, увеличены заходные фаски и удалены 12—17 пружин из-под диска для улучшения циркуляции масла. Эта реконструкция дала снижение температуры подпятников на 6—10°C. На некоторых ГЭС дисковые подпятники претерпели более существенные переделки. Так, на ГЭС Ак-Тепе дисковый подпятник был превращен в сегментный путем полной разрезки неподвижного диска. Были выполнены следующие работы:

неподвижный диск разрезан на восемь сегментов по имевшимся канавкам;

на вращающемся диске были удалены радиальные канавки глубиной 10 мм и диск отшлифован до 9-го класса чистоты;

для сохранения неизменным высотного положения ротора агрегата между ступицей пяты и вращающимся диском была установлена точеная прокладка толщиной 10 мм;

для обеспечения эксцентриситета сегментов из-под набегающей кромки каждого сегмента была удалена часть пружин;

для удержания сегментов от смещения под каждым сегментом в основании пяты было установлено по два штифта.



После этой реконструкции подпятник из дискового превратился в сегментный с опиранием сегментов на пружины. Сборка подпятника была произведена на монтажной площадке, выверено высотное положение пружин, подогнаны поверхности трения, подшаблены сегменты по зеркалу. Затем подпятник собрали в маслобане и провели окончательную подгонку трущихся поверхностей путем ряда прокруток агрегата (при смазанных салом трущихся поверхностях) и подшабровок.

В результате проведенной реконструкции температура подпятника снизилась с 79—81 до 64—65°C, т. е. на 15°C. Такая реконструкция дискового подпятника наиболее эффективна, но требует обработки деталей в заводских условиях.

Реконструкция подпятника, аналогичная описанной выше, была проведена также на малом агрегате Нижнесвирской ГЭС. Она была вызвана необходимостью обеспечения реверсивной работы агрегата, а не соображениями улучшения температурного режима. Дисковый подпятник был переделан в сегментный. На сегментах были сделаны маслоприемные скосы с двух сторон, а пружины расположены под сегментами равномерно. Подпятник испытан при прямом и обратном направлениях вращения и надежно работает в течение ряда лет при температуре сегментов 40—45°C.

Подпятники дискового типа, как правило, имели сложную систему смазки и охлаждения, объединенную с системой смазки и охлаждения направляющих подшипников генератора.

На рис. 1-4 показана система смазки и охлаждения опор малого генератора Канакерской ГЭС, типичная для агрегатов такого типа. Система смазки — замкнутая с внешней циркуляцией. Масло насосом 1 забирается из фильтр-бака 2 и через маслоохладительные колонки 3 подается в коллектор 4, откуда распределяется в верхний и нижний направляющий подшипники генератора и ванну подпятника. Из ванны подпятника (совмещенного с верхним генераторным подшипником) и ванны нижнего генераторного подшипника масло сливается в фильтр-бак, после чего цикл повторяется. Кроме внешних маслоохладительных колонок имеются маслоохладители 5 в ванне подпятника.

Такая система смазки сложна и требует специального ухода и дополнительных затрат энергии. Поэтому

на Канакерской ГЭС отказались от внешней системы циркуляции масла: внешних маслоохладителей, сливного бака, фильтров, маслососов, масляных труб и пр. Испытания, проведенные ОРГРЭС на одном малом и одном большом гидроагрегате Канакерской ГЭС, пока-

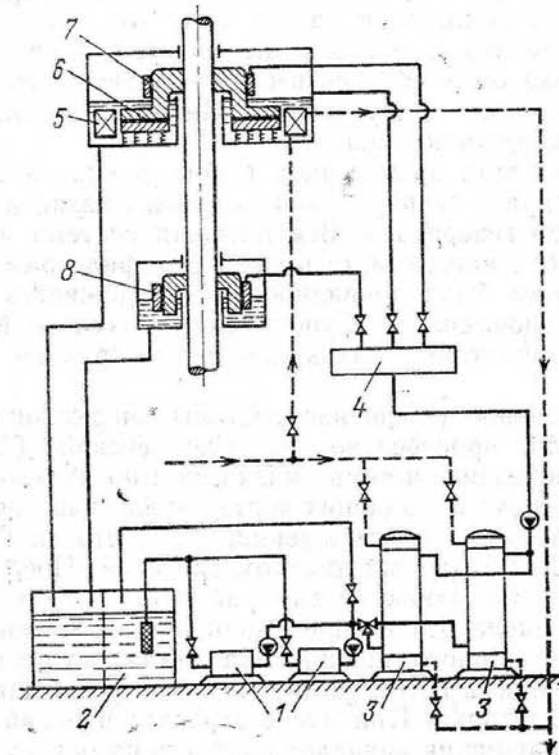


Рис. 1-4. Схема системы смазки и охлаждения опор малого генератора Канакерской ГЭС до реконструкции.

1 — маслосос; 2 — фильтр-бак; 3 — маслоохладительная колонка; 4 — коллектор; 5 — маслоохладитель; 6 — подпятник; 7 — верхний генераторный подшипник; 8 — нижний генераторный подшипник.

зали, что роль внешних маслоохладителей в работе подпятника сравнительно невелика и от них можно отказаться при некотором усилении внутренних маслоохладителей.

Реконструкция системы смазки и охлаждения была осуществлена следующим образом. В ванне подпятника

были установлены новые маслоохладители и трубы подачи масла отключены. Во втулке пяты были просверлены радиальные отверстия, в результате чего втулка при вращении, действуя как центробежный насос, стала подавать масло к верхнему генераторному подшипнику, забирая его из внутренней полости маслованны между ступицей и выгородкой. Трубы подачи масла в верхний генераторный подшипник также были отключены. Независимая смазка и охлаждение нижнего генераторного подшипника были обеспечены с помощью вращающейся масляной ванны и двух трубок Пито, подающих масло в верхнюю часть подшипника.

В результате проведенной реконструкции значительно упростилась эксплуатация системы смазки и охлаждения опор генератора. Вся внешняя система циркуляции смазки с насосами, охладителями, фильтрами и другими узлами была ликвидирована. Надежность работы агрегатов повысилась. Существенных изменений температуры подпятника указанная реконструкция не вызвала.

Аналогичное упрощение системы смазки опор агрегата было произведено на Сходненской ГЭС. На рис. 1-5 показана система смазки до и после реконструкции. Схема смазки в общих чертах аналогична приведенной на рис. 1-4, за исключением того, что на Сходненской ГЭС не было внешних охладителей. После реконструкции подпятник стал работать с постоянным объемом масла без внешней циркуляции. Смазка верхнего генераторного подшипника стала осуществляться двумя трубками Пито, установленными у вращающегося диска подпятника. При пуске агрегата верхний генераторный подшипник начинает работать на остаточной масляной пленке, смазка поступает только после того, как агрегат разовьет достаточную частоту вращения.

Система смазки нижнего генераторного подшипника объединена со смазкой подшипника турбины. Зубчатые насосы подшипника турбины с приводом от вала агрегата подают масло в коллектор, из которого оно поступает в оба эти подшипника. При подаче импульса на пуск агрегата включается резервный зубчатый насос с электроприводом, обеспечивающий смазку подшипников в первый момент, когда насосы с приводом от вала еще не работают. Специального охлаждения масла в системе турбинного и нижнего генераторного подшипника

нет. Схема смазки после реконструкции стала значительно проще и удобнее в эксплуатации.

Подпятники дискового типа на пружинном основании установлены на ряде крупных вертикальных насосных агрегатов. Была проведена реконструкция системы

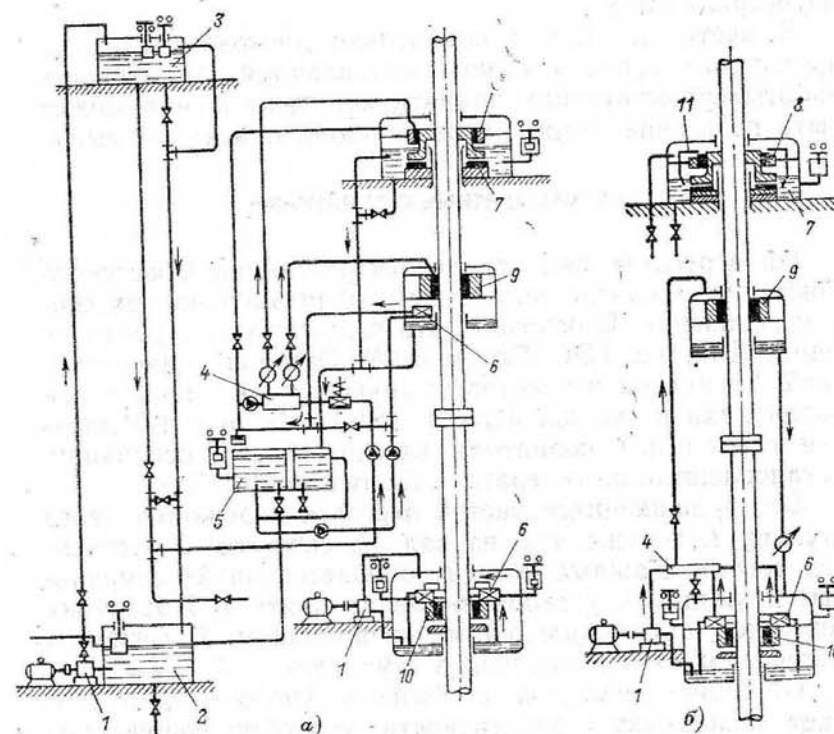


Рис. 1-5. Схема системы смазки опор гидроагрегата Сходненской ГЭС.

а — до реконструкции; б — после реконструкции; 1 — маслонасос; 2 — сливной бак; 3 — напорный бак; 4 — коллектор; 5 — промежуточный фильтр-бак; 6 — шестеренчатый насос с приводом от вала; 7 — подпятник; 8 — верхний генераторный подшипник; 9 — нижний генераторный подшипник; 10 — турбинный подшипник; 11 — трубка Пито.

смазки подпятников и подшипников таких насосных агрегатов, аналогичная описанной реконструкции системы смазки на гидроэлектростанциях. В [Л. 32] приведены результаты такой реконструкции на насосных станциях канала имени Москвы.

На некоторых ГЭС циркуляционную систему смазки подпятника и подшипников генератора реконструировали, объединив ее с масляной системой регулирования гидротурбин. Так, на агрегатах ГЭС Нивская III масло

на смазку забирается из напорной магистрали маслonaпорной установки (МНУ), поступает в коллектор, а из него распределяется в ванну подпятника, в верхний и нижний генераторные подшипники. Из них отработанное масло поступает в сливной бак и далее в сливную магистраль МНУ.

В настоящее время подпятники дискового типа на пружинном основании не изготавливаются. Надежность работы существующих подпятников такого типа может быть повышена путем реконструкции, описанной выше.

### 1-2. СЕГМЕНТНЫЕ ПОДПЯТНИКИ

На агрегатах ряда гидроэлектростанций Советского Союза установлены сегментные подпятники на пружинном основании. В основном это подпятники зарубежных фирм. Так, на ГЭС Гюмушской, Озерной, Свистухинской, Кегумской и некоторых других установлены такие подпятники шведской фирмы ASEA. На рис. 1-6 показан сегментный подпятник на пружинном основании, установленный на генераторе Гюмушской ГЭС.

Вес вращающихся частей агрегата передается через ступицу 1, посаженную на вал, на сегменты 2. Сегментов восемь. Каждый сегмент опирается на 24 спиральные пружины 3, установленные на плите 4. Подпятник совмещен с направляющим подшипником 5, сегменты которого расположены вокруг ступицы 1.

Опираение сегментов на большое число пружин создает повышенную эластичность, способствующую выравниванию нагрузки между сегментами и сглаживанию пульсаций, возникающих при работе агрегата. Пружины расположены под сегментом симметрично. Чтобы создать положительный тангенциальный эксцентриситет, со сбегавшей стороны сегмента сделана ступенька. Эксцентриситет составляет 8%. Маслоприемные скосы на сегментах выполнены очень небольшими, шириной всего 5 мм. Практически это закругление набегающей кромки. В рассматриваемой конструкции нет диска подпятника. Вращающейся поверхностью трения (так называемой зеркальной поверхностью) является нижняя поверхность ступицы, обработанная по 9-му классу чистоты. Особый интерес в этих подпятниках представляет система смазки. Циркуляция масла обеспечивается насосным действием 24 радиальных каналов 6, просверленных

в ступице. По ним масло выбрасывается в кольцевую напорную камеру 7, из которой часть масла поступает к направляющему подшипнику, а затем вытекает в масляную ванну; большая же часть масла поступает в камеру горячего масла 8, а из нее по трубам в маслоохладители и фильтры, стоящие снаружи маслованны. Охлажденное масло по трубам 10 подается в камеру холодного масла 9 и по каналу между сегментами — во всасывающую камеру 11. В ванне подпятника имеется ряд перегородок и уплотнений 12, обеспечивающих необходимые условия протекания масла.

Давление, Па, создаваемое в камере давления 7 и в трубах выхода масла насосным действием радиальных отверстий в ступице при ее вращении, с достаточной степенью точности может быть подсчитано по формуле

$$p = \frac{\rho}{2} (v_n^2 - v_v^2), \quad (1-1)$$

где  $\rho$  — плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $v_n$  — окружная линейная скорость на выходе из радиальных каналов ступицы, м/с;  $v_v$  — окружная линейная скорость на входе в радиальные каналы ступицы, м/с. В формуле (1-1) падение давления в каналах и скоростной эффект от вращения масла в камере давления не учитываются [Л. 60].

Для подпятника агрегата Гюмушской ГЭС (рис. 1-6), имеющего наружный диаметр 1,5 м, внутренний диаметр 0,7 м и частоту вращения 428 об/мин, величины, входящие в формулу (1-1), равны  $v_n = 33,7$  м/с,  $v_v = 15,7$  м/с,  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Соответственно давление, создаваемое при вращении ступицы с отверстиями,

$$p = \frac{900}{2} (33,7^2 - 15,7^2) = 400 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Условием создания давления является наличие хороших уплотнений между камерой давления (напорной камерой) 7, куда нагнетается масло, и камерой холодного масла 9, откуда оно подается к сегментам. Уплотнения 12 в данной конструкции осуществлены из бронзовых прижимных колец.

Действительное давление масла в напорной камере для подпятников агрегатов Гюмушской ГЭС составило 120—140 кПа, а в камере холодного масла перед сегментами 40—50 кПа. Меньшее по сравнению с расчетным давление объясняется протечками масла, через уплот-



нения. Давление зависит также от количества масла, протекающего из напорной камеры через направляющий подшипник, от размера зазоров, через которые масло проходит из напорной камеры в трубы, и некоторых других факторов.

Полученный перепад давления 80—90 кПа вполне достаточен для того, чтобы прогнать масло по трубам через внешние охладители и охлажденное масло вернуть в подпятник.

Таким образом, в описанной конструкции подпятников масло в межсегментном канале протекает от пери-

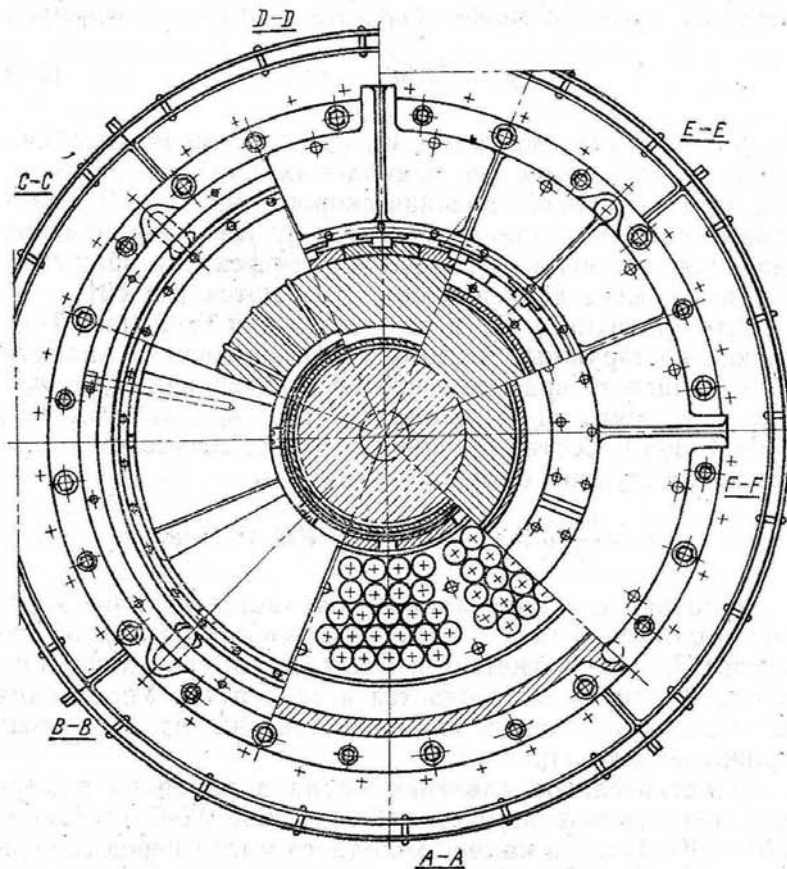
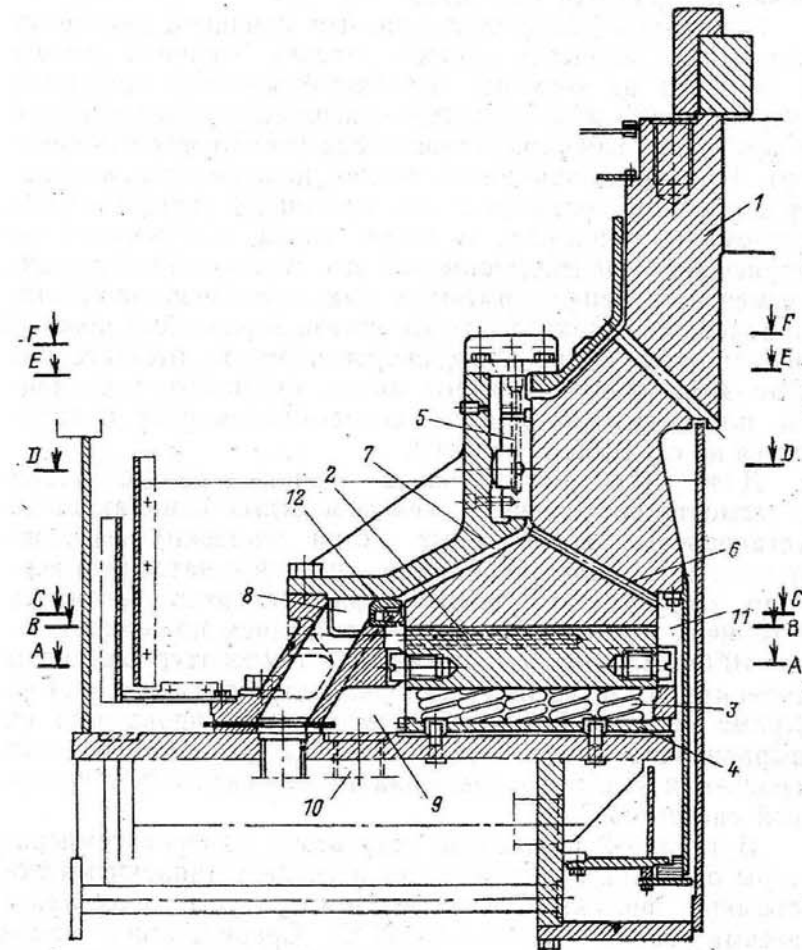


Рис. 1-6. Сегментный подпятник на пружинах

ферии к центру, а не наоборот, как в большинстве конструкций. Опыт эксплуатации показал, что при высоких окружных скоростях в такой конструкции подпятников возникает чрезмерный нагрев сегментов. Так, подпятники агрегатов Гюмшской ГЭС при средней окружной скорости 25 м/с и средней удельной нагрузке на сегменты 4,0 МПа имели температуру сегментов по данным стационарного термоконтроля 85°C.

Персоналом ГЭС в первый период эксплуатации был выполнен ряд мероприятий с целью снижения температуры сегментов: увеличены маслоприемные скосы с 5 до



агрегата Гюмшской ГЭС.

25—30 мм, диаметр радиальных сверлений в ступице, щель, через которую масло из напорной камеры 7 попадает в камеру горячего масла 8 и в трубы. Последние два мероприятия привели к некоторому повышению давления масла в системе циркуляции, но ни одно из них не снизило температуру сегментов. При осмотрах сегментов на их баббитовой поверхности постоянно обнаруживались матовые пятна в зоне между центром сегмента и сбегавшей кромкой. Эти пятна занимали около 20% площади и появлялись в результате перегрева рабочей поверхности сегментов.

Испытания [Л. 2] показали, что причиной перегрева подпятника является перенос пленки горячего масла с сегмента на сегмент, вызванный высокой окружной скоростью (25 м/с) и узкими межсегментными каналами и особенностями циркуляции масла (от периферии к центру). При вращении диска масло, находящееся в непосредственном контакте с его зеркальной поверхностью, устремляется наружу, а поток масла, подаваемый от периферии к центру, тормозит его. В результате в межсегментном канале имеются два противоположно направленных потока, и где-то вблизи зеркальной поверхности диска радиальные скорости масла отсутствуют. При этом пленка горячего масла, сходящего с сегмента, плохо смывается в межсегментном канале и заносится на следующий сегмент.

Для устранения переноса пленки горячего масла с сегмента на сегмент в межсегментных каналах были установлены маслоъемные щетки (скребки), изготовленные из маслостойкой кожи, упертой с натягом в зеркало. В результате температура сегментов снизилась в горячих зонах на 16—22°C, а в среднем по сегменту — на 10°C. На рис. 1-7 показаны температурные поля сегмента до и после установки маслоъемных щеток. Кроме общего понижения температуры произошло ее выравнивание по площади сегмента. Для наглядности сравнения заштрихованы области сегмента с температурой выше 60°C.

В табл. 1-2 приведены результаты замеров температуры отдельных сегментов до и после установки маслоъемных щеток. Снижение температуры получилось весьма значительное — до 21°C. Сравнительно малое снижение температуры сегмента № 4 объясняется тем, что перед этим сегментом маслоъемная щетка не была

установлена. После ее установки температура сегмента № 4 и, видимо, сегмента № 5 также снизится.

Температура сегментов измерялась термодатчиками, установленными непосредственно в баббите, в 2 мм от рабочей поверхности. Как видно из таблицы, значения

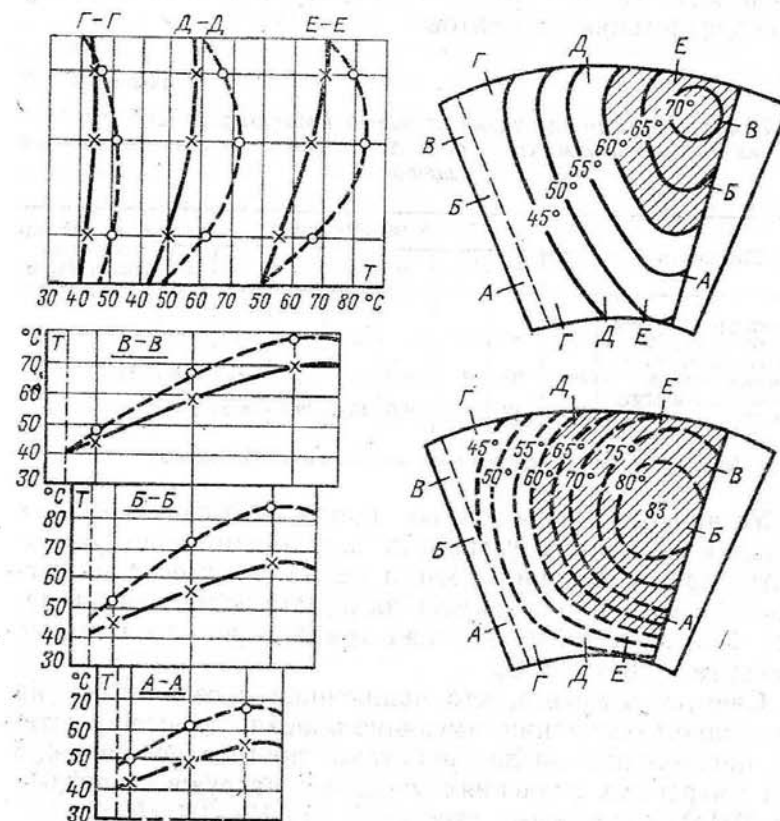


Рис. 1-7. Температурные поля сегмента подпятника агрегата Гюмушской ГЭС.

--- до установки маслоъемных щеток; — после установки маслоъемных щеток.

температуры при работе на холостом ходу (до установки маслоъемных щеток) были весьма высоки: 77,6—85,5°C. При работе под нагрузкой температура возросла еще на 5—6°C и достигла 90°C.

Следует отметить, что несмотря на выравнивающее действие пружин, на которые опираются сегменты, за-

грузка отдельных сегментов все же различная, о чем свидетельствует довольно значительный разброс температуры отдельных сегментов (8°C).

Опытами установлено также, что весьма высок перепад температур по толщине сегментов — до 28°C в горячей зоне. Такой перепад температуры вызывает большую деформацию сегментов.

Таблица 1-2

Температура подпятника агрегата Гюмшской ГЭС при работе на холостом ходу до и после установки маслоъемных щеток

Показатель	Номер сегмента								Горячее масло	Холодное масло
	1	2	3	4*	5	6	7	8		
Температура до установки щеток, °C . . .	85,5	82	83,5	80	82,5	83,5	82,5	77,5	40	36,5
Температура после установки щеток, °C . . .	64,5	65	64	70,5	67	64	64	56,5	43	39
Снижение температуры, °C . . . . .	21	17	19,5	9,5	15,5	19,5	18,5	21	—	—

\* Перед сегментом № 4 маслоъемная щетка не была установлена.

Установка маслоъемных щеток в межсегментных каналах позволила устранить или значительно уменьшить перенос пленки горячего масла с сегмента на сегмент, благотворно сказавшись на работе подпятника в целом. Снизился также перепад температуры по толщине сегмента с 28 до 20°C.

Следует отметить, что подпятники с сегментами на пружинном основании, имеющие описанную выше систему циркуляции масла, работают достаточно надежно при умеренных значениях удельных нагрузок (до 3,0—3,5 МПа) и окружных скоростей (до 12—15 м/с).

Так, подпятники агрегатов Кегумской ГЭС, имеющие удельную нагрузку 2,7 МПа и окружную скорость 8 м/с, длительное время надежно работали даже с нулевым эксцентриситетом сегментов (пружины под каждым сегментом были расположены симметрично, а ступеньки на сбегавшей кромке сегмента не было). Создание положительного эксцентриситета, равного 5%, путем вырубания ступеньки со стороны сбегавшей кромки сегмента позволило снизить температуру на 4—5°C.

## ПОДПЯТНИКИ С ВРАЩАЮЩИМИСЯ СЕГМЕНТАМИ

### 2-1. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

В ранний период отечественного гидрогенеростроения был сконструирован и изготовлен ряд гидрогенераторов с подпятниками, имеющими вращающиеся сегменты и неподвижный диск. Такие подпятники имеют агрегаты Рыбинской, Угличской, Нижнесвирской ГЭС и некоторых ГЭС Чирчикского каскада (табл. 2-1). Подпятники агрегатов Угличской и Рыбинской ГЭС, изготовленных в конце 20-х годов, были в то время крупнейшими в мире. В настоящее время они также относятся к крупным (общая нагрузка на подпятники 21,0 МН, удельная нагрузка 4,0 МПа).

Таблица 2-1

Основные данные подпятников с вращающимися сегментами

Параметр	Рыбинская и Угличская ГЭС*		Нижнесвирская ГЭС*		Комсомольская и Тавасская ГЭС Чирчикского каскада
	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	
Общая нагрузка, МН . . . . .	21,0		11,3		3,5
Удельная нагрузка, МПа . . . . .	4,0		2,0		2,5
Число сегментов . . . . .	27	19	26	16	16
Наружный диаметр сегментов, м	3,20	2,30	2,99	1,99	1,91
Внутренний диаметр сегментов, м	2,38	1,48	2,07	1,07	1,20
Средняя окружная скорость, м/с	9,3	6,4	10,1	6,1	12,2
Частота вращения ротора, об/мин	62,5		75		150
Размеры сегментов (длина, ширина), см . . . . .	28×41	27×41	30×46	30,5×46	28×35,5

\* Сегменты расположены в два ряда.

На рис. 2-1 показан подпятник с вращающимися сегментами агрегата Рыбинской ГЭС. В отличие от обычных конструкций подпятников, диск 5 подпятника неподвижен. Он покоится на массивном опорном кольце 6, которое по тороидальной поверхности опирается на еще более массивную опорную втулку 7. Опорное кольцо вместе с диском может слегка самоустанавливаться на



штулке 7 в радиальном направлении. Сегменты 1 и 2 имеют двухрядное расположение и установлены в двух концентрических обоймах 3 и 4, закрепленных на втулке ротора. В наружном ряду число сегментов равно 27, во внутреннем 19. Сегменты внутреннего и наружного ря-

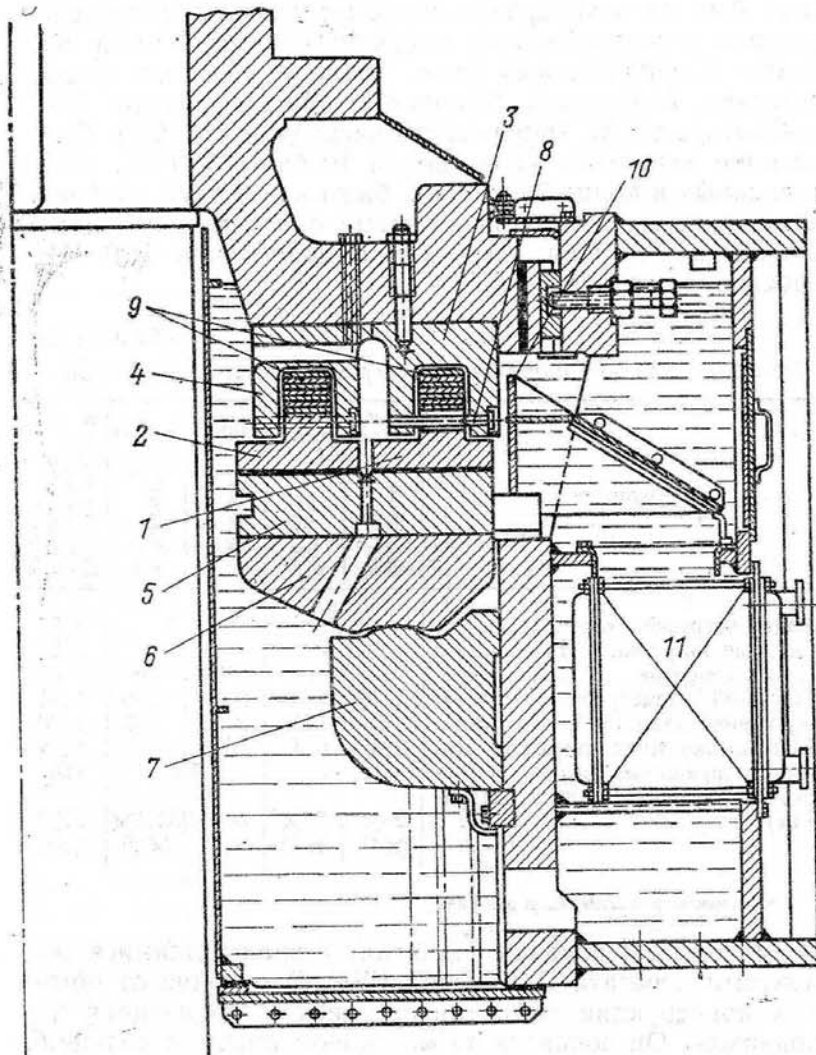


Рис. 2-1. Подпятник с вращающимися сегментами агрегата Рыбинской ГЭС.

1, 2 — наружный и внутренний сегменты; 3, 4 — наружная и внутренняя обоймы; 5 — диск; 6 — опорное кольцо; 7 — опорная втулка; 8 — пальцы крепления сегментов; 9 — плоские пружины; 10 — маслоуспокоитель; 11 — охладитель,

дов практически одинаковы по размерам. Они закреплены в обоймах пальцами 8, проходящими через отверстия в сегментах. При подъеме ротора на тормозах пальцы удерживают сегменты, не давая им упасть. Сегмент подпятника (рис. 2-2) изготовлен из чугуна и об-

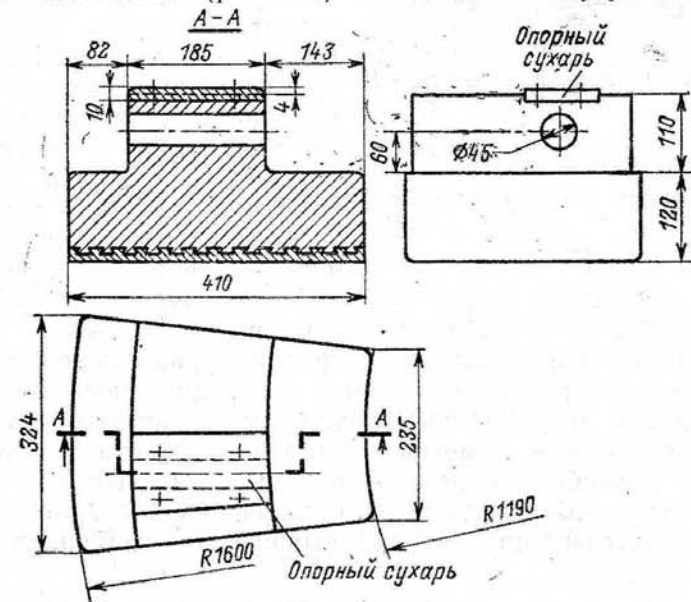


Рис. 2-2. Сегмент подпятника агрегата Рыбинской ГЭС.

лицован баббитом. Сегмент весьма массивный и имеет большую толщину. Отверстие, через которое проходит палец, имеет диаметр 45 мм, в то время как диаметр пальца 40 мм. При работе агрегата между пальцами и сегментами имеется зазор. Как видно из рис. 2-2, к тыльной стороне сегмента прикреплен опорный «сухарь». Опираение сегмента происходит по плоскости сухаря, когда агрегат стоит, и по грани сухаря, когда агрегат работает и сегменты наклонены.

Для компенсации неточностей обработки и монтажа подпятника, а также для смягчения пульсаций, возникающих при работе гидроагрегата, между сегментами и обоймами имеются пружинящие элементы 9 (рис. 2-1). Они представляют собой шесть стальных колец 4, собранных в пакет (рис. 2-3). Кольца не прилегают непосредственно к дну обоймы, между ними имеются особые железные полоски, так называемые упорные пласти-

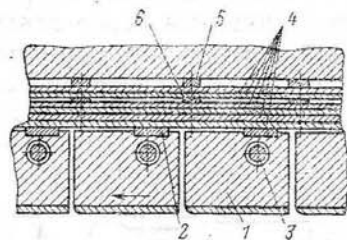


Рис. 2-3. Опира́ние сегментов на пружины.

1 — сегмент; 2 — опорный сухарь; 3 — палец; 4 — стальные кольца; 5 — упорные пластины; 6 — прокладка.

ны 5. Эти полоски расположены таким образом, что опирание сегментов на пружины происходит в середине между двумя полосками. Получается подобие рессоры. Кроме упорных пластин между отдельными кольцевыми пружинами установлены также прокладки 6 из специальной легированной стали толщиной 0,12—0,14 мм.

При работе агрегата качание сегмента для образования масляного клина происходит вокруг грани сухаря, ближайшего к набегающей кромке. Положение этой грани по отношению к центральной радиальной линии сегмента определяет значение тангенциального эксцентриситета. В радиальном направлении возможно очень незначительное изменение наклона сегмента только за счет прогиба кольцевых пружин. Длительный — более 30 лет — опыт эксплуатации подпятников с вращающимися сегментами позволил выявить их особенности.

## 2-2. НЕДОСТАТКИ, ОСЛОЖНЯЮЩИЕ РАБОТУ ПОДПЯТНИКОВ

При монтаже и при замене или ремонте сегментов производится точная регулировка их по высоте. Это достигается с помощью прокладок из фольги между сегментом и привернутым к нему опорным сухарем (рис. 2-2). При каждой замене прокладок необходимо опускать диск вместе со всей опорной частью подпятника и снимать сегменты с обойм. Контроль нагрузки на сегменты невозможен, так как сегменты вращаются.

На подпятнике одного из агрегатов Рыбинской ГЭС были проведены замеры давления с помощью датчика, установленного в диске в зоне наружных сегментов. Давление в масляной пленке между диском и каждым сегментом зависит от нагрузки на сегмент. Осциллографирование давления позволило определить нагрузку, воспринимаемую каждым из 26 наружных сегментов. На работающем агрегате при наибольшей нагрузке на подпятник загрузка отдельных наружных сегментов составляла от 65 до 160% (за 100% взята средняя на-

грузка на сегмент), т. е. от 2,6 до 6,4 МПа при среднем значении 4,0 МПа.

Распределение нагрузки между сегментами весьма неравномерное. Этим объясняется часто наблюдаемые при ревизиях различные по интенсивности натирки на сегментах.

Поскольку сегменты вращаются, осуществить контроль их температуры практически невозможно. В процессе эксплуатации осуществляется лишь контроль температуры масла в ванне и температуры диска подпятника. На двухрядных подпятниках агрегатов Рыбинской и Угличской ГЭС измерение температуры диска производится в зоне наружных сегментов.

Отсутствие контроля температуры сегментов может привести к тому, что повреждение всех или части сегментов будет замечено слишком поздно и произойдет значительное повреждение баббитовой поверхности. Так, при полном повреждении и выводе из работы всех внутренних сегментов подпятника на одном из агрегатов Рыбинской ГЭС температура диска повысилась всего лишь на 4°C. Это повреждение подпятника представляет особый интерес и будет рассмотрено ниже.

Зеркальная поверхность диска в подпятниках с вращающимися сегментами обращена кверху и поэтому находится в более тяжелых условиях, чем в обычных конструкциях подпятников. При длительной стоянке агрегата на ней осаждаются влага, если в маслованну попадает вода. Так, в подпятниках агрегатов Рыбинской и Угличской ГЭС на зеркальных поверхностях неоднократно обнаруживалась значительная коррозия, наблюдалось появление радиальных ржавых полос в результате попадания влаги на диск в межсегментных каналах.

Как отмечалось выше, опирание сегментов происходит по радиальной линии (по грани сухаря). Поэтому самоустанавливаемости сегментов в радиальном направлении практически нет. Лишь в незначительной степени возможен наклон сегментов за счет упругости пружинных колец, на которые опираются сегменты. Это утяжеляет условия работы внутренних кромок сегментов (особенно внутреннего ряда), где меньше окружные скорости и тоньше масляная пленка, разделяющая поверхности трения.

Видимо, вследствие отмеченных конструктивных особенностей подпятников с вращающимися сегментами

в эксплуатации неоднократно отмечались повреждения внутренних кромок сегментов. Формуляр одного из таких повреждений сегментов подпятника агрегата Рыбинской ГЭС представлен на рис. 2-4. Это повреждение обнаружено при плановом осмотре после 6 лет эксплу-

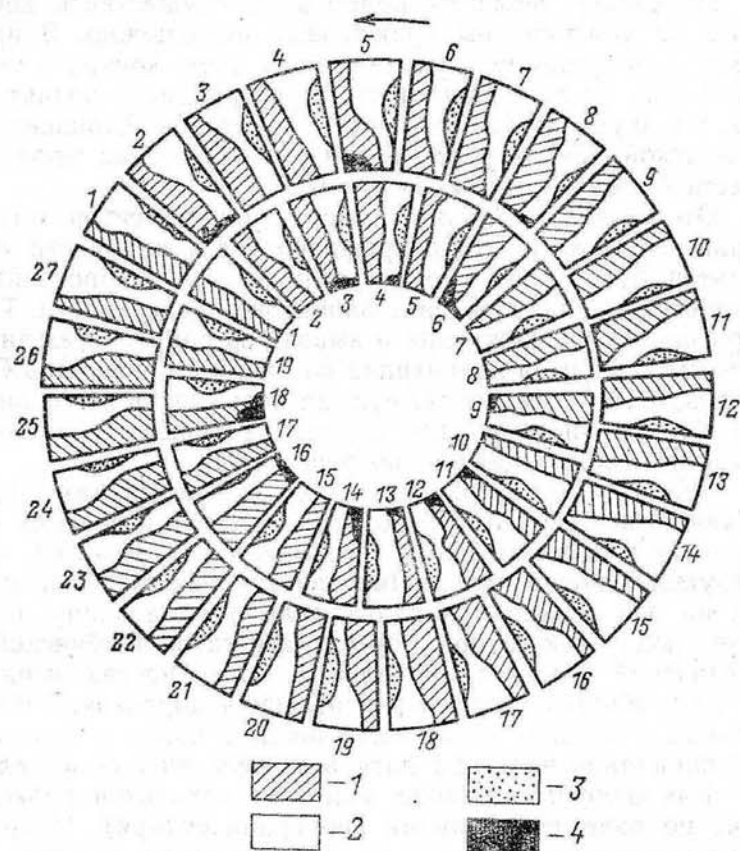


Рис. 2-4. Формуляр повреждений сегментов подпятника агрегата № 1 Рыбинской ГЭС.

1 — следы шабровки; 2 — приработанная поверхность без следов шабровки; 3 — шероховато-матовая поверхность; 4 — подплавления.

атации подпятника, в течение которых сегменты не осматривались. Из рисунка видно, что на внутренних краях десяти внутренних и четырех наружных сегментов имеются местные подплавления баббита. Ширина полос повреждений до 50 мм. Степень повреждения отдельных

сегментов различна, что свидетельствует о различных условиях их работы (по нагрузке).

Подпятники с вращающимися сегментами по сравнению с другими конструкциями требуют более точного изготовления и более тщательной подгонки при монтаже. В эксплуатации проведение ремонтных работ на них также сложнее, чем на подпятниках с неподвижными сегментами. Так, пришабровка сегментов требует их выемки, что является весьма трудоемкой операцией, или должна производиться в «потолочном» положении, когда сегменты находятся в подвешенном состоянии над шабровщиком. Отмеченные отрицательные особенности подпятников с вращающимися сегментами и привели к тому, что в последнее время эта конструкция подпятников не применяется.

### 2-3. ПРЕИМУЩЕСТВА ПОДПЯТНИКОВ С ВРАЩАЮЩИМИСЯ СЕГМЕНТАМИ

Длительный опыт эксплуатации подпятников с вращающимися сегментами, в частности таких крупных, как Рыбинской и Угличской ГЭС, показал и положительные стороны этой конструкции.

Так, подпятники агрегатов Рыбинской и Угличской ГЭС при общей нагрузке 21,0 МН и удельной нагрузке на сегменты 4,0 МПа более 30 лет проработали практически безаварийно, что свидетельствует о высокой их надежности. Разборка подпятника и осмотр сегментов и диска производились сравнительно редко (раз в 4—5 лет).

Первоначально, учитывая большую нагрузку на подпятник и отмеченные выше отрицательные стороны конструкции, на агрегатах применяли систему электромагнитной разгрузки подпятника. Она состояла из агрегата разгрузки (мотор-генератор), подключенного к шинам собственных нужд, и электромагнита. Якорь электромагнита был укреплен под маслованной подпятника на фланцевом соединении валов, а ярмо с обмоткой установлено над якорем на монтажном треугольнике и крепилось шпильками к лапам нижней крестовины. Зазор между якорем и ярмом 7 мм. Сила тяги электромагнита: длительно 8 МН при токе возбуждения 750 А и коротковременно (15 мин) 10 МН при токе возбуждения 1200 А.



Первоначально электромагнитная разгрузка применялась на всех агрегатах для облегчения пуска. Разгрузка подпятника при пусках была установлена 3—4 МН. При включении генератора в сеть приходило отключение электромагнита разгрузки. Впоследствии в связи с необходимостью сократить время пуска агрегата, убедившись в надежности работы подпятников, от разгрузки отказались на всех агрегатах, кроме одного, на котором было плохое состояние зеркальной поверхности и зафиксирована повышенная по сравнению с другими подпятниками температура диска. Отказ от системы электромагнитной разгрузки подпятников при пусках не отразился на надежности их работы.

Надежно работают с 1935 г. подпятники с вращающимися сегментами при нагрузке 11,3 МН на Нижнесвирской ГЭС (см. табл. 2-1). Сегменты этих подпятников изготовлены из чугуна (применен мягкий чугун ЧМ-4) без заливки баббитом. Диск также чугунный. Трение при пусках и остановках происходит «чугун по чугуну». За длительный период эксплуатации на Нижнесвирской ГЭС было всего три повреждения подпятника — все на одном и том же агрегате. Одно из этих повреждений произошло в период пуска ГЭС в 1936 г., другое также в пусковой период после восстановления<sup>1</sup> ГЭС в 1946 г. и только одно повреждение было после длительной эксплуатации в 1969 г. Других повреждений подпятников на Нижнесвирской ГЭС за весь период эксплуатации не было.

Высокая надежность работы подпятников с вращающимися сегментами, несмотря на отмеченные выше отрицательные стороны конструкции, определяется следующими особенностями этих подпятников.

Сегменты имеют небольшие размеры в плане и большую толщину, в результате чего они обладают высокой жесткостью. Силовые и температурные деформации таких сегментов невелики.

Диск выполнен достаточно толстым и оперт всей нижней плоскостью на массивное кольцо, что резко снижает деформацию диска. Опорное кольцо вместе с диском может слегка самоустанавливаться по тороидальной поверхности на втулке в радиальном направлении. Система выравнивания на торе отдаленно напоминает рычажное выравнивание в двухрядных подпятниках с балансирной связью (см. гл. 5), с той разницей, что выравнивание нагрузки происходит не между одним внут-

решением и одним наружным сегментом, а сразу между всеми внутренними и всеми наружными сегментами. При сильной перегрузке внутренних сегментов диск и опорное кольцо несколько опускаются в своей внутренней части, принимая тарельчатую форму. Это приводит к некоторому подъему наружной части диска, загрузке наружных и разгрузке внутренних сегментов.

Основной положительной особенностью подпятников с вращающимися сегментами является чрезвычайно интенсивная циркуляция масла в ванне подпятника и соответственно хороший отвод тепла от поверхностей трения. Циркуляция масла обеспечивается насосным действием вращающихся сегментов. Они действуют как центробежный насос, выбрасывая масло из внутренней части маслованны в наружную. Наличие отверстий во внутренней обойме над каждым внутренним сегментом, а также в средней части диска (см. рис. 2-1) способствует лучшей циркуляции масла. Для «гашения» энергии выбрасываемого вращающимися сегментами масла в ванне подпятника установлены специальные маслоуспокоители 10, после которых масло проходит через восемь маслоохладителей 11 и охлажденное попадает во внутреннюю часть маслованны, откуда снова подсасывается к сегментам и интенсивно охлаждает их. Происходит также интенсивный отвод тепла от диска в масло и в опорную втулку.

Теплоотвод от поверхностей трения в подпятниках с вращающимися сегментами и неподвижным диском значительно лучше, чем в подпятниках с неподвижными сегментами и вращающимся диском. Именно этим обстоятельством объясняется высокая эксплуатационная надежность подпятников с вращающимися сегментами, несмотря на отсутствие контроля загрузки и температуры сегментов и другие недостатки конструкции, отмеченные выше. За 30 лет эксплуатации тяжело нагруженных подпятников агрегатов Угличской и Рыбинской ГЭС было только одно аварийное повреждение подпятника. Это повреждение также свидетельствует о большом запасе надежности подпятников.

На агрегате № 2 Рыбинской ГЭС, подпятник которого имеет разъемный диск<sup>1</sup>, разошлись половины диска

<sup>1</sup> Нижнесвирская ГЭС была разрушена во время Великой Отечественной войны и восстановлена после войны.

<sup>1</sup> Диски подпятников на двух агрегатах Угличской и двух агрегатах Рыбинской ГЭС выполнены разъемными из двух половин, стянутых шестью болтами.



у внутреннего диаметра на 0,6 мм. Причиной этого явились внутренние напряжения в металле. Одна половина диска стала выступать над другой на 0,03 мм в зоне внутренних сегментов, что привело к состругиванию баббита с внутренних сегментов до 2 мм. Все каналы между внутренними сегментами были забиты баббитом так, что образовалось сплошное кольцо. На внутреннем крае и на сбегаящих кромках сегментов произошло растрескивание и выкрашивание баббита, очевидно, вследствие качания сегментов при вращении ротора и их ударов по диску. В масле обнаружено около 20 кг соструганного с сегментов баббита. Наружные сегменты оказались в хорошем состоянии.

Характерно, что подпятник с поврежденными внутренними сегментами, которые оказались полностью выведенными из строя, проработал больше недели. Поскольку были повреждены внутренние сегменты, а в их зоне нет датчиков термоконтроля, сигнала о происшедшем повреждении не поступило. Об ухудшении работы подпятника свидетельствовало лишь повышение температуры диска в зоне наружных сегментов на 4°С.

В табл. 2-2 приведены записи температуры диска и горячего масла до и после повреждения. Повышение температуры диска произошло 29/X. Характерно, что после повреждения возросла на 5°С разница температур диска и температурой горячего масла. В результате выхода из строя внутренних сегментов агрегат более недели работал на одних наружных сегментах. Удельная нагрузка на наружные сегменты составила 6,8 МПа при максимальной нагрузке на подпятник. Были произведены также два пуска и две остановки; удельная нагрузка на наружные сегменты составила при пус-

ках около 3,9 МПа при работе электромагнитной разгрузки на данном агрегате, снимающей 3,0 МН.

При восстановительном ремонте подпятника не удалось полностью устранить щель между половинками диска. Удалось лишь уменьшить ее на 0,1 мм. Выступание одной части диска над другой ликвидировали вручную с помощью брусков; затем эту часть зеркальной поверхности отполировали с применением пасты ГОИ. Дальнейшая работа подпятника с таким состоянием зеркальной поверхности диска была удовлетворительной. Температура диска и масла составила 50 и 30,5°С соответственно.

Приведенное свидетельствует о большой жизнеспособности и большом запасе надежности подпятника данной конструкции.

Высокая эксплуатационная надежность подпятников с вращающимися сегментами при чрезвычайно высоких удельных нагрузках, связанная с интенсивным отводом тепла от поверхностей трения, не учитывается обычно проектировщиками и конструкторами при сравнении различных конструкций подпятников. Обращается внимание лишь на трудности монтажа и неудобства в эксплуатации этого типа подпятников, а их положительные стороны выпадают из поля зрения. Между тем, как показывает опыт эксплуатации Угличской и Рыбинской ГЭС, эти подпятники могут успешно использоваться в тяжелых условиях работы.

Основное преимущество подпятников с вращающимися сегментами — интенсивная циркуляция масла в ванне подпятника и эффективный отвод тепла от поверхностей трения. Этому следует добиваться при конструировании подпятников других типов, циркуляция

Изменение температуры подпятника агрегата

Показатель	Дата					
	До повреждения сегментов					
	20/X	21/X	22/X	24/X	25/X	26/X
Температура диска, °С . . . . .	53	53	53	53	54	54
Температура горячего масла, °С	37	36	35	35	37	37
Разница температур диска и масла, °С . . . . .	16	17	18	18	17	17

Таблица 2-2

Рыбинской ГЭС при повреждении внутренних сегментов

замера	При повреждении сегментов									
	27/X	28/X	29/X	31/X	1/XI	2/XI	3/XI	4/XI	5/XI	9/XI
	51	54	59	56	59	57	57	56	56	57
	35	37	41	34	37	36	35	33	33	34
	16	17	18	22	22	21	22	23	23	23

масла в которых обычно недостаточно интенсивна. Интенсификации циркуляции можно добиться созданием радиальных каналов во вращающемся диске, по которым масло будет как центробежным насосом подаваться из внутренней части маслованны в наружную. При этом улучшится отвод тепла от диска маслом, проходящим через радиальные каналы в нем, и от сегментов за счет увеличения скорости циркуляции масла в ванне. Увеличится скорость прохода масла через маслоохладители, улучшится отвод тепла водой. Однако потребуются установка специальных успокоителей потока масла в ванне. В зарубежных конструкциях подпятников используется иногда такой способ повышения интенсивности циркуляции масла в ванне подпятника.

### Глава третья

## ПОДПЯТНИКИ НА ВИНТОВОЙ ОПОРЕ С ОДНОРЯДНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ СЕГМЕНТОВ

### 3-1. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

Наибольшее распространение в нашей стране получили подпятники на винтовой регулируемой опоре с вращающимся диском и самоустанавливающимися сегментами. На многих агрегатах гидроэлектростанций Советского Союза установлены подпятники такого типа. Общие нагрузки на них достигают 29,0 МН и удельные нагрузки 5,5 МПа при окружных скоростях от 7,1 до 25,5 м/с (табл. 3-1). Диаметры дисков подпятников достигают 3,67 м. К подпятникам на жесткой винтовой опоре относились также в первый период эксплуатации подпятники агрегатов Братской, Красноярской и Воткинской ГЭС, реконструированные позже в подпятники с принудительной подачей смазки; их основные данные приведены в табл. 6-1.

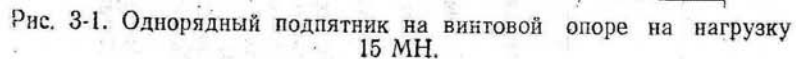
На рис. 3-1 показан подпятник на винтовой опоре средних размеров на нагрузку 15,0 МН. Ступица 1, жестко закрепленная на валу, и диск 2, прикрепленный к ступице, являются вращающимися деталями подпятника. Через них нагрузка от веса ротора агрегата и от реакции воды передается на неподвижные детали подпятника и далее на фундамент. Соприкосновение враща-

Таблица 3-1

Основные данные однорядных подпятников на винтовой опоре

Параметр	Гидроэлектростанция						
	Волжская имени XXII съезда КПСС	Днепрогэз-жирская	Верхнесвирская	Плявиньская	Днепрогэз имени В. И. Ленина	Бухтарминская	Мингачурская
Общая нагрузка, МН . . . . .	34,0 29,0	16,0 12,5	15,0 13,5	9,6 10,3	10,3 —	7,5 5,05	10,0 —
Удельная нагрузка, МПа . . . . .	6,44 5,5	4,9 3,9	3,7 3,4	3,6 4,0	3,6 —	3,7 2,5	3,5 —
Число сегментов . . . . .	20	18	16	12	10	8	8
Нагрузка на один сегмент, МН . . . . .	1,7 1,45	0,89 0,7	0,94 0,84	0,8 0,86	1,03 —	0,94 0,63	1,25 —
Вес вращающихся частей, МН . . . . .	13,0	7,2	7,5	5,6	6,9	3,8	3,9
Частота вращения ротора, об/мин . . . . .	68,2	51,7	68,2	88,25	83,3	125	125
Средняя окружная скорость, м/с . . . . .	10,8	7,83	8,9	13,05	7,1	10,5	12
Наружный диаметр, м . . . . .	3,67	3,40	3,10	3,35	2,30	2,21	2,58
Внутренний диаметр, м . . . . .	2,35	2,40	1,85	2,30	0,95	1,00	1,05
Средний диаметр, м . . . . .	3,02	2,88	2,50	2,82	1,63	1,67	1,83
Размеры сегмента (длина, ширина), см . . . . .	40×66	38×50	40,5×62,5	44×52,5	42,5×67,5	44×60	48×76
Поверхность трения сегмента, см² . . . . .	2640	1800	2530	2200	2860	2510	3650
Общая поверхность трения, см² . . . . .	52 800	32 400	40 500	26 500	28 600	20 100	29 200

Примечания: 1. В числителе приведены расчетные, а в знаменателе измеренные величины.  
2. Поверхность трения и удельная нагрузка вычислены за вычетом  $\frac{1}{3}$  масляного скова.



Подпятник устанавливается в кольцевой масляной ванне, расположенной на опорной части агрегата (крестовине или крышке турбины). Масляная ванна имеет постоянный объем масла, охлаждаемого водяными трубчатыми охладителями, размещенными внутри ванны. Маслоохладители бывают различных конструктивных исполнений. В более ранних конструкциях маслоохладители размещались преимущественно в нижней части масляной ванны. Охладители состояли из отдельных прямоугольных секций,двигаемых радиально в окна масляной ванны, или из кольцевых секций (обычно двух или четырех), размещаемых вокруг подпятника. Такое расположение обеспечивало свободный доступ к сегментам, при необходимости их осмотра не требовались разборка и выемка маслоохладителей. Однако, как показал опыт



эксплуатации, при таком размещении охладителей их эффективность недостаточна, так как они удалены от зоны наибольших скоростей масла.

В подпятниках, выпускаемых в настоящее время, применяются преимущественно U-образные охладители,

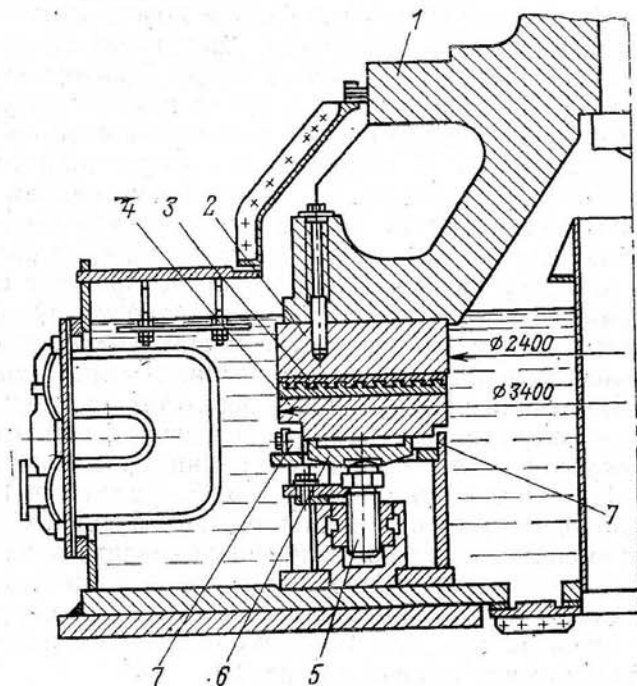


Рис. 3-2. Однорядный подпятник на винтовой опоре на нагрузку 16 МН.

1 — ступица; 2 — диск; 3 — верхушка сегмента; 4 — основание сегмента; 5 — опорный болт; 6 — опорная тарелка; 7 — упоры.

вставляемые секционно в масляную ванну сбоку (рис. 3-2). Эти маслоохладители расположены в верхней части маслованны против поверхностей трения, в зоне наибольших скоростей масла. Эффективность таких маслоохладителей значительно выше. Так, испытаниями установлено, что для подпятников агрегатов Братской ГЭС U-образные маслоохладители, расположенные в верхней части ванны, имеют такую же охлаждающую способность, как кольцевые охладители, расположенные в нижней части маслованны и имеющие втрое большую поверхность труб.

На основе конструкции однорядного подпятника на винтовой регулируемой опоре развивались последующие конструкции подпятников: двухрядные с балансирным соединением пар сегментов, с принудительной подачей смазки к поверхности трения, на гидравлической опоре. Большинство деталей и узлов последующих конструкций подпятников аналогичны деталям и узлам подпятника на винтовой опоре. Поэтому особенности и свойства рассматриваемых ниже отдельных деталей однорядного подпятника на винтовой опоре во многом характерны и для других конструкций подпятников.

### 3-2. РАБОТА ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДПЯТНИКА

#### а) Ступица (втулка) и диск

Ступица 1 является основной силовой частью подпятника, к которой крепится зеркальный диск 2 и через которую вся нагрузка от веса ротора и реакции воды передается на сегменты (рис. 3-1 и 3-2). Ступица должна обеспечить надежную и весьма жесткую опору для диска, а ее торцевая поверхность должна оставаться плоской и перпендикулярной оси вала агрегата, чтобы не вызывать биения зеркальной поверхности диска и биения вала агрегата.

Ступицы выполняются стальными литыми, коваными или сварными. Они имеют по две посадочные поверхности — плоскую торцевую, через которую передается нагрузка на подпятник, и цилиндрическую, в которую входит вал.

В генераторах подвесного типа ступица съемная. Посадка ее на вал не может быть произведена с большим натягом. При малом натяге между посадочными поверхностями легко возникает контактная коррозия. Чтобы избежать ее, посадочные поверхности ступицы делаются из меди. Это позволяет, с одной стороны, повысить плотность посадки, с другой стороны, уменьшить коррозию, так как соединение поверхностей разной твердости менее подвержено контактной коррозии. Слой меди на посадочную поверхность наносится электронаплавкой.

Жесткость ступицы чрезвычайно важна для надежной работы подпятника. В этом отношении предпочтительнее массивные литые или кованные ступицы с ребрами, особенно для подпятников на высокие нагрузки. В сварных ступицах, если они сделаны недостаточно

жёсткими, могут возникнуть циклические прогибы диска во время работы. Так, на агрегатах Воткинской ГЭС ступицы подпятников были выполнены сварными, сравнительно малой жесткости. При опускании ротора агрегата с тормозов на сегменты наблюдался прогиб днища ступицы относительно ребер на 0,15—0,18 мм. При испытаниях подпятника агрегата Воткинской ГЭС эти прогибы были измерены на работающем агрегате. Получено, что за каждый оборот ротора происходило смещение днища относительно ребер на 35—40 мкм на холостом ходу и на 60—70 мкм при работе под нагрузкой.

Такое постоянное «дыхание» днища ступицы и прикрепленного к нему диска вызвало через 3—4 года работы агрегатов появление трещин в сварных швах на ступице и поверхностных трещин на зеркальных поверхностях дисков, что привело к повреждениям подпятников. Для устранения этого дефекта и его последствий была повышена жесткость ступицы путем установки дополнительных ребер и проведена обработка зеркальных поверхностей дисков с помощью специально разработанного для этой цели самоходного станка (см. гл. 8). После установки дополнительных ребер смещение днища ступицы относительно ребер уменьшилось до 4—8 мкм во всех режимах работы. Прогиб днища относительно ребер при опускании ротора с тормозов на сегменты также уменьшился до 15—20 мкм, т. е. в 9—10 раз.

Недостаточная жесткость ступицы привела также к появлению восьми выступов и восьми впадин на зеркальной поверхности диска (по числу ребер ступицы и спиц ротора) и к пульсации толщины масляной пленки и давления в ней при работе агрегата с частотой, восьмикратной частоте вращения. Это затрудняет работу подпятника, особенно в режиме пусков и остановок.

Таким образом, недостаточная жесткость ступицы приводит к серьезным затруднениям в работе подпятника, а в отдельных случаях (как это было на Воткинской ГЭС) вообще делает невозможной нормальную работу подпятника.

Весьма важным для нормальной работы подпятника условием является ровность торцевой поверхности ступицы, сопрягаемой с диском. При изготовлении ступицы на заводе торцевая поверхность обрабатывается по 7-му классу чистоты, а отклонение от плоскости допускается не более 0,03 мм. Однако в зонтичных генераторах при

посадке втулки на вал происходит нарушение ровности этой поверхности и ее перпендикулярности к оси вала агрегата. Это происходит в большинстве случаев из-за прессовой посадки на вал ступицы в нагретом состоянии. Натяг, соответствующий данной посадке, достигается в процессе остывания втулки; при этом возникают тепловые деформации и ровность опорной поверхности ступицы нарушается.

В некоторых последних конструкциях зонтичных безвальных гидрогенераторов, в которых отсутствует обычный вал значительной длины, посадки ступицы на вал не производится. Так, в генераторе Красноярской ГЭС [Л. 38] втулка ротора генератора крепится непосредственно к фланцу вала турбины болтами. Ступица 2 подпятника в свою очередь крепится к втулке ротора 3 болтами 4 и штифтами 5 (рис. 3-3). К ступице подпятника обычным образом крепится зеркальный диск 1. При таком способе закрепления ступицы подпятника исключаются деформации, связанные с посадкой ступицы на вал в горячем состоянии.

Диск подпятника сравнительно прост по конфигурации, однако к нему предъявляются высокие требования как по качеству материала, так и по правильности формы. Это объясняется тем, что от состояния зеркальной поверхности диска в большой степени зависит надежная работа подпятника. Чистота зеркальной поверхности диска соответствует классу 9, тыльной поверхности — классу 7, а отклонение от плоскости и параллельности обеих поверхностей допускается не более 0,03 мм.

Диск должен быть достаточно жестким. Для круп-

ных подпятников с диаметром диска более 3 м толщина диска принимается 250 мм. Диски изготавливаются из поковок стали марки 45. Применение поковок, а не прокатного материала гарантирует от скрытых пороков (трещин, раковин и т. п.). Если диск изготавливается не из вакуумированного слитка, то для предотвращения выделения из него водорода на работающем агрегате поко-

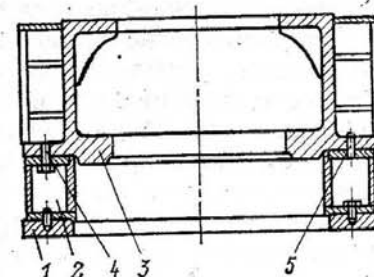


Рис. 3-3. Крепление ступицы подпятника гидрогенератора Красноярской ГЭС.

ка подвергается специальному режиму термической обработки. Перед механической обработкой поковка диска подвергается повторному отжигу для удаления водорода.

Крепится диск к ступице болтами и штифтами. Основную роль в креплении играют штифты, воспринимающие срезающие усилия.

В генераторах подвешенного типа требуется изоляция подпятника для предотвращения протекания через поверхности трения подшипниковых токов. В этих случаях между диском и ступицей устанавливается изоляционная прокладка; изолируются также болты и штифты, крепящие диск к ступице. Применение для изоляции диска листовых изоляционных прокладок часто приводит к нарушениям в работе подпятника из-за переменной толщины прокладок, что вызывает неровности зеркальной поверхности диска, неперпендикулярность плоскости пяты к оси вала агрегата.

Поскольку при монтаже происходит искажение торцевой поверхности ступицы, передающееся на зеркальную поверхность диска, появляется необходимость исправления возникших неровностей. Обычно это исправление производится в процессе эксплуатации одним из способов, изложенных в гл 8.

Правильнее исправление неровностей поверхности производить при монтаже устранением выступов на поверхности ступицы или вышабриванием нужного профиля на наклеенной на тыльной стороне диска прокладке. Для этого на заводе при изготовлении диска целесообразно наклеивать на него прокладки из легкообрабатываемого, но прочного материала. Наклейку такой прокладки следует делать не только на генераторах подвешенного типа, на которых требуется изоляция, но и на генераторах зонтичного типа.

## 6) Сегменты

Сегменты представляют собой кольцевые секторы (кольцо, разрезанное в радиальных направлениях на части, с промежутками между частями). В крупных подпятниках имеется от 8 до 20 сегментов. Сегменты обычно изготавливаются из листовой стали, а их рабочая поверхность облицовывается баббитом марки Б-83. Баббит наносится на поверхность сегмента способом наплавки или заливки. До последнего времени на стальной по-

верхности сегмента делались канавки в виде ласточкиных хвостов, что обеспечивало наибольшую механическую прочность сцепления баббита с телом сегмента. В настоящее время в большинстве случаев баббит наносится на гладкую предварительно облуженную поверхность.

Все более широкое распространение получают сегменты с медным подслоем. На стальную поверхность предварительно наносится слой меди (путем наварки или методом взрыва), а уже на него наплавляется баббит. При этом обеспечивается хорошее сцепление баббита с телом сегмента, так как медь хорошо сцепляется и с баббитом, и со сталью. Толщина слоев баббита и меди по 3—4 мм. При этом несколько улучшается теплоотвод от поверхности трения за счет большей теплопроводности меди. Пока нагрузки на подпятники были невелики, сегменты изготавливались однослойными; толщина их была 100—120 мм. При увеличении нагрузки на сегмент, удельной нагрузки на подпятник и тепловыделения на поверхности трения возрастает деформация, обусловленная перепадом температуры по толщине сегмента. Для уменьшения температурной деформации стали применяться сегменты, разрезанные по толщине на два слоя (рис. 3-2). Верхняя часть сегмента делается относительно тонкой (50—55 мм), нижняя — толстой (140—150 мм, в отдельных случаях 200 мм). На верхней стороне нижнего толстого сегмента выполняются радиальные и тангенциальные каналы для отвода тепла от тыльной стороны верхнего сегмента и для увеличения теплового сопротивления между обеими частями сегмента. В результате массивное основание остается сравнительно холодным и имеет незначительный перепад температуры по толщине.

Температурная деформация сегмента в целом определяется именно перепадом температуры по толщине основания, так как тонкая верхняя часть сегмента свободно лежит на нижней массивной и прижимается к ней давлением, создаваемым в масляной пленке. На рис. 3-4 приведены результаты замеров перепада температуры по толщине однослойного и двухслойного сегментов одинаковой толщины [Л. 35]. У однослойного сегмента перепад составил 25°C; а у двухслойного 5°C. Соответственно у двухслойного значительно ниже температурная деформация. Непосредственные замеры толщины



масляной пленки по площади сегмента на Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС показали, что деформация толстых однослойных сегментов выпуклостью кверху составляла 100—120, а двухслойных 50—55 мкм в одинаковых условиях работы. Опыт эксплуатации под-

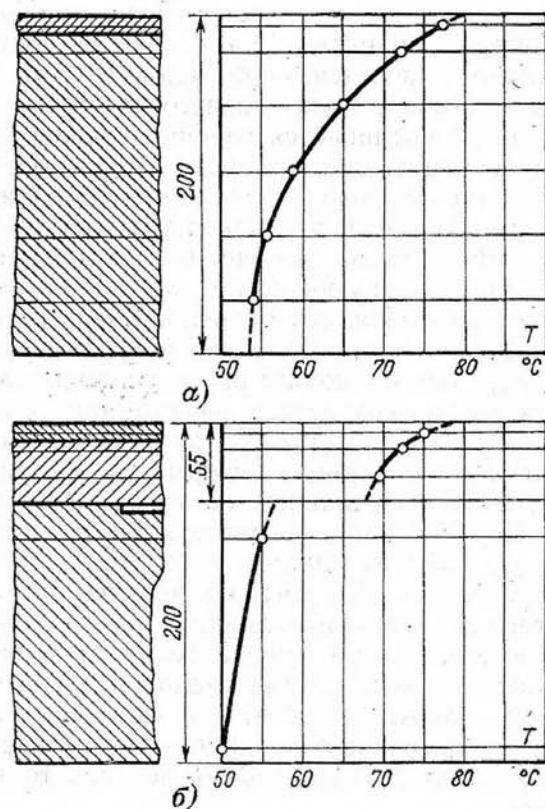


Рис. 3-4. Перепад температуры по толщине сегментов.  
а — однослойного; б — двухслойного.

пятников агрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС с однослойными и двухслойными сегментами показывает, что при повреждениях подпятников полосы подплавления сегментов обычно располагались по средней линии сегментов и имели ширину: для однослойных сегментов всегда более 200 мм, а для двухслойных — менее 200 мм, что также свидетельствует о меньшей деформации последних. Таким образом, применение двухслойных сегментов несомненно повышает надежность работы

подпятников. Целесообразно применять такую конструкцию в крупных тяжело нагруженных подпятниках. В подпятниках средних размеров, при удельных нагрузках до 3,5 МПа, можно применять обычные однослойные сегменты.

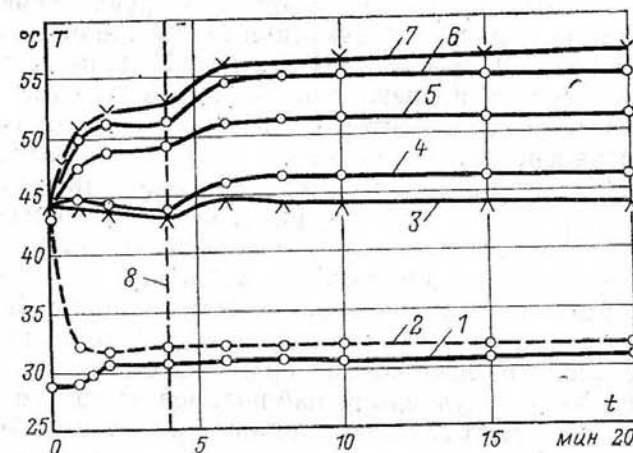


Рис. 3-5. Изменение температуры в подпятнике при пуске агрегата.  
1 — температура масла в ванне; 2 — температура масла в канале между верхней частью сегмента и его основанием; 3—7 — температура в различных точках рабочей поверхности сегмента; 8 — момент перехода от работы генератора на холостом ходу к работе под нагрузкой.

Замеры показали, что в каналах между верхней и нижней частями сегмента при работе агрегата происходит циркуляция масла за счет разницы давлений во внутренней и наружной частях маслованны. На рис. 3-5 приведены результаты замеров температуры сегмента, масла в ванне и масла в пазу между верхней и нижней частями сегмента при пуске агрегата. Перед пуском температура масла в пазу между верхушкой и основанием сегмента была практически равна температуре сегмента. При пуске происходит резкое снижение температуры масла в этом месте (на 12°C), вызванное начавшейся циркуляцией масла; температура масла в пазу через 2 мин после пуска приблизилась к температуре масла в ванне подпятника.

Это свидетельствует о целесообразности выполнения каналов в сегментах для отвода от них тепла циркулирующим маслом. Некоторые зарубежные фирмы делают сквозные радиальные отверстия в теле сегментов для циркуляции через них масла.



При изготовлении однослойных толстых сегментов их стальные заготовки должны пройти термообработку с целью удаления из металла имеющегося в нем водорода. Иначе возможно его перемещение в процессе работы агрегата к поверхности наибольшего нагрева сегмента. Так, в первый период эксплуатации подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС происходили неоднократные повреждения баббитового слоя толстых однослойных сегментов из-за выделения водорода. При изготовлении этих сегментов на заводе их заготовки не подвергались термообработке. В них остались включения водорода, который при работе устремлялся к верхней, нагретой поверхности сегментов. Баббит являлся препятствием для выхода водорода на поверхность. В результате происходили местный отрыв баббита от стали, его вспучивание при работе агрегата и повреждение баббитовой поверхности сегментов. При сверлении мест вспучивания наблюдался выход водорода, после чего местами происходила просадка баббита.

В двухслойных сегментах опасности выделения водорода из верхушек сегментов нет, так как при малой толщине заготовки в ней не остается сколько-нибудь заметных включений водорода.

В двухслойных сегментах в отдельных случаях применяется непосредственное охлаждение тела сегментов водой. Для этого верхнюю часть сегмента изготавливают из латуни путем отливки, причем в форму перед заливкой вставляют медный змеевик. Широкого применения сегменты с непосредственным водяным охлаждением в СССР не получили.

#### в) Опорная тарелка

Опорная тарелка (рис. 3-6), являющаяся промежуточным элементом между сегментом и опорным болтом, представляет собой диск с кольцевым выступом по краю; на этот выступ ложится сегмент. С нижней стороны опорной тарелки имеется гнездо для сферической головки опорного болта.

Опорные тарелки в подпятнике на жесткой винтовой опоре выполняют две основные функции: служат упругими элементами, воспринимающими и сглаживающими пульсации, вызванные биением зеркальной поверхности диска или какими-либо другими причинами, а также в некоторой степени компенсирующими неравномерное

распределение нагрузки между сегментами; уменьшают деформации сегментов.

Сглаживание пульсаций достигается подбором максимально возможного прогиба тарелки при допустимом значении напряжения в ней. Для этого тарелки изготавливаются из стали высокой прочности с пределом текучести 800—1000 МПа [Л. 25].

Для уменьшения деформации сегментов диаметр опорной тарелки принимается наибольшим, вписывающимся в контур сегмента.

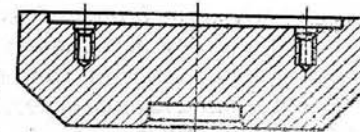


Рис. 3-6. Опорная тарелка.

При работе агрегата под нагрузкой давлением, создаваемым в пленке, средняя часть сегмента продавлируется, создавая вогнутую поверхность, а часть сегмента за контуром опорной тарелки прогибается выпуклостью кверху. В результате полный прогиб сегмента уменьшается. Кроме того, при наличии опорной тарелки прогибы от температурной деформации и от силовой (в центре) направлены противоположно и взаимно компенсируются. В некоторых ранних конструкциях подпятников с опиранием сегмента непосредственно на болт без опорной тарелки силовая и температурная деформации складываются и общий прогиб сегмента велик.

С приложением к опорным тарелкам нагрузки от веса ротора и от реакции воды на лопасти рабочего колеса турбины тарелки прогибаются. Очень важно, чтобы они имели одинаковую жесткость. В этом случае при одинаковом прогибе сегменты нагружаются одинаково. Если жесткость тарелок окажется различной, то при одинаковом прогибе тарелок сегменты нагружатся по-разному; сегменты с более жесткими тарелками нагружатся сильнее, с менее жесткими — слабее.

Прогиб опорных тарелок используется для контроля регулировки нагрузки на сегменты, способы которого подробно рассматриваются в гл. 10.

Одним из условий надежной работы подпятника является хорошая самоустанавливаемость сегмента, т. е. легкость его поворота вместе с опорной тарелкой на сферической поверхности опорного болта. Чем больше нагрузка на сегмент, тем тяжелее условия его самоустанавливаемости при пуске и последующей работе.

Первоначально в подпятниках на винтовой опоре опирание тарелки на болт происходило по схеме «сфера по сфере». В посадочном гнезде на нижней стороне опорной тарелки имелась сферическая выточка, которая опиралась на головку опорного болта. Как показал опыт, при такой схеме опирания самоустанавливаемость сегмента при большой нагрузке недостаточна, сегмент заклинивается в определенном положении, а на сферической поверхности тарелки появляются вмятины.

На подпятнике агрегата Верхнесвирской ГЭС были проведены опыты [Л. 36] при опирании опорных тарелок на болты по схеме «сфера на сферу» и «сфера на плоскость». Результаты подтвердили преимущество опирания по схеме «сфера на плоскость».

На других ГЭС также установлено преимущество такой схемы опирания. По этой схеме делается опирание сегментов на всех современных подпятниках, рассчитанных на большую нагрузку. При небольших нагрузках на сегменты допустимо выполнение опирания по схеме «сфера на сферу».

Поскольку материал тарелок мягче металла головок опорных болтов, а в зоне контакта возникают значительные контактные напряжения (выше предела текучести материала), на опорных тарелках появляются вмятины. Глубина вмятин иногда значительна — более 1 мм [Л. 5]. Вмятины, как правило, различны на разных сегментах, что объясняется разной загруженностью отдельных сегментов и, возможно, различной твердостью металла отдельных тарелок. Обычно вмятины имеют форму круга, но иногда бывают в виде эллипсов, вытянутых по направлению вращения.

Опыт эксплуатации показал, что вмятины на опорных тарелках глубиной до 0,20—0,25 мм не препятствуют нормальной работе и могут быть сохранены. При большей глубине вмятин следует проводить проточку опорных тарелок, оставляя, однако, след от вмятин (круг диаметром 5—10 мм) для сохранения наклепа металла.

#### г) Опорный болт

Опорные болты введены в конструкцию подпятника с целью регулировки высотного положения сегментов, т. е. нагрузки на них. Для точности регулировки резьба болта делается мелкой. Опорная поверхность болта вы-

полняется по сфере достаточно большого радиуса (не менее 250 мм), чтобы уменьшить контактные напряжения. Поверхность сферы шлифованная, ее твердость должна быть больше твердости опорной тарелки HRC50.

Недопустимо появление плоских участков (смятий) на поверхности опорного болта, так как при этом резко ухудшается самоустанавливаемость сегментов, искажается эксцентриситет, происходит разрегулировка нагрузки. Однако на тяжело нагруженных подпятниках в процессе эксплуатации обнаруживались такие смятия.

Глубина смятия достигала 0,3 мм, а диаметр пятна смятия 50 мм.

Учитывая опыт эксплуатации, заводы в последнее время стали делать опорные болты составными (рис. 3-7), состоящими из резьбового стержня 1, выполненного из обычной стали, и вкладыша 2 со сферической поверхностью, изготовленного из шарикоподшипниковой стали. Вкладыш закаливается до твердости HRC58 на глубину не менее 3 мм. Такой составной опорный болт удобнее в изготовлении и в эксплуатации (в случае замены). Допускаемым значением смятия сферической головки опорного болта (или вкладыша) считается 0,05 мм.

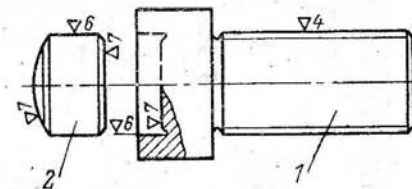


Рис. 3-7. Опорный болт (составной).  
1 — резьбовой стержень; 2 — вкладыш.

### 3-3. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Как показал опыт эксплуатации, подпятники на жесткой винтовой опоре достаточно надежно работают при общих нагрузках на подпятник до 15,0 МН и при удельных нагрузках до 3,5 МПа. Эксплуатация таких подпятников сравнительно проста. Особых мероприятий по их настройке не требуется. Однако при переходе на более высокие общие и удельные нагрузки в работе подпятников данного типа возникли значительные трудности. Появилась необходимость в дополнительных устройствах, облегчающих работу подпятника, в особо тщательных наладке и уходе за ними.

Анализ повреждений и проведенные исследования показали, что при увеличении общей нагрузки на подпятник, удельной нагрузки на сегменты и размеров под-

пятника начинают сказываться факторы, которые ранее не имели существенного значения, так как в целом подпятник имел большой запас надежности. К таким факторам относятся: неточности изготовления и монтажа, деформации сегментов и диска, неравномерность распределения нагрузки между сегментами и др.

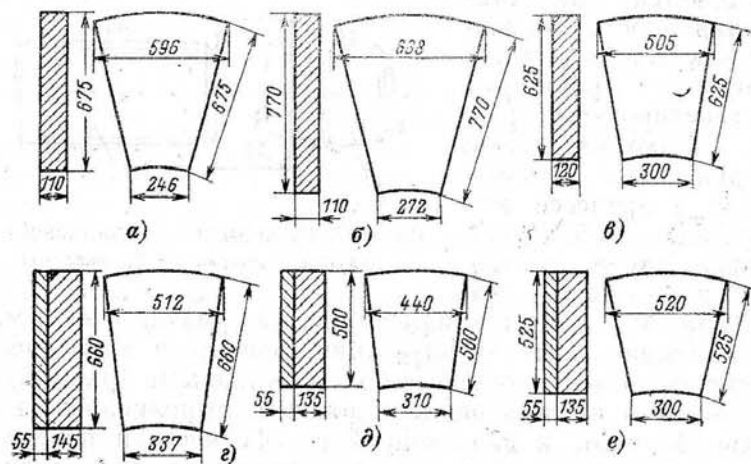


Рис. 3-8. Сравнительные размеры сегментов однорядных подпятников агрегатов ряда гидроэлектростанций.

а — Усть-Каменогорской; б — Мингечаурской; в — Верхнесвириской; г — Волжской имени XXII съезда КПСС; д — Днепродзержинской; е — Братской.

Не возникает затруднений при работе подпятников ранних конструкций, рассчитанных на невысокие удельные нагрузки (до 3,5 МПа), несмотря на большие размеры сегментов в плане и сравнительно малую их толщину. При этом сегменты выполнены однослойными, имеющими малую жесткость.

На рис. 3-8 в одном масштабе показаны сегменты подпятников агрегатов некоторых ГЭС. Сегменты верхнего ряда относятся к подпятникам, которые надежно работают длительное время, а нижнего ряда — к подпятникам, при работе которых возникали серьезные затруднения.

Так, например, подпятник гидроагрегата Мингечаурской ГЭС, имеющий размеры сегментов  $b \times l \times h^* = 77 \times 47 \times 11$  см, надежно работает при окружной скорости 12 м/с и удельной нагрузке 3,5 МПа, а подпятник гид-

\*  $b$  — ширина,  $l$  — длина,  $h$  — толщина сегмента.

роагрегата Братской ГЭС, имеющий двухслойные сегменты размерами  $b \times l \times h = 52,5 \times 41 \times 20$  см и работающий при окружной скорости 12,6 м/с и удельной нагрузке 5,4 МПа, не мог быть введен в эксплуатацию без принудительной подачи смазки к поверхности трения. Увеличение удельной нагрузки в 1,5 раза при одинаковой окружной скорости резко понизило надежность работы подпятника, несмотря на увеличение жесткости сегментов.

Таким образом, для подпятников на жесткой винтовой опоре удельную нагрузку следует назначать не более 3,5 МПа, если при этом могут быть выдержаны размеры сегментов в пределах, указанных выше, т. е.  $b$  — не более 60—65 см и  $l$  — не более 45—50 см. Сегменты при этом могут быть выполнены однослойными.

Подпятники на жестких винтовых опорах, выполненные на высокие общие и удельные нагрузки, менее надежны в работе, несмотря на тщательную настройку и квалифицированную эксплуатацию. Характерным примером этого являются подпятники агрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС — наиболее нагруженные из всех находящихся в эксплуатации подпятников на жесткой винтовой опоре (см. табл. 3-1).

В первые годы эксплуатации на ГЭС было зафиксировано большое число повреждений подпятников, из них примерно половина — в процессе работы, что привело к вынужденным остановкам агрегатов; менее серьезные повреждения были обнаружены при плановых осмотрах. В последующие годы эксплуатации число повреждений сократилось, однако полной надежности работы подпятников добиться не удалось. На ГЭС проведен целый комплекс мероприятий по повышению надежности работы подпятников: однослойные сегменты заменены на двухслойные; опорные болты выполнены составными с вкладышами, имеющими повышенную твердость сферической поверхности; реконструирована система охлаждения; проверен и исправлен эксцентриситет на всех агрегатах; применен индикаторно-рычажный метод распределения нагрузки между сегментами; проведено суперфиниширование зеркальной поверхности дисков подпятников ряда агрегатов; проверен и исправлен профиль зеркальной поверхности дисков отдельных агрегатов; определены и установлены наилучшие пусковые открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса.

С помощью перечисленных мероприятий и исключительно квалифицированной эксплуатации число повреждений подпятников, сопровождающихся вынужденными остановками агрегатов, было сокращено до минимума (за последние 5 лет их было всего пять). Однако все еще сохраняется напряженность в работе эксплуатационного персонала, необходимость постоянного тщательного наблюдения за подпятниками и введения ограничений в режимы работы агрегатов. Так, для каждого агрегата Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС



установлено число пусков и остановок, после которого необходимо вскрывать подпятник для его осмотра и подшавровки сегментов. В 1972 г. для различных агрегатов допускалось от 800 до 1000 пусков и остановок, а для четырех агрегатов были вообще запрещены остановки из-за ненадежности подпятников. В случае вынужденной остановки такого агрегата, необходимо вскрывать и осматривать подпятник.

Изложенное свидетельствует о том, что эти подпятники являются предельными по своим параметрам (по нагрузке). Любое утяжеление условий, которое на легко нагруженных подпятниках не влияет существенно на их работу (повышение биения зеркальной поверхности диска, разрегулировка нагрузки на сегменты, повышение температуры масла в летнее время и др.), приводит на агрегатах Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС к повреждению подпятников.

Подпятники агрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС работают на пределе, что видно из рис. 3-9, на котором представлено распределение числа повреждений подпятников за первые 8 лет эксплуатации по месяцам. За 100% приняты все повреждения за этот

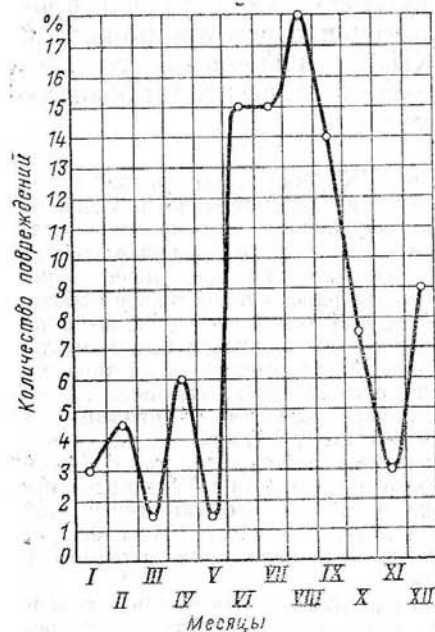


Рис. 3-9. Повреждения подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС по месяцам в процентах от полного числа повреждений за первые 8 лет эксплуатации.

период, приведшие к вынужденным остановкам агрегатов. Наибольшее (62%) число повреждений падает на летние месяцы (июнь—сентябрь), когда температура охлаждающей воды и окружающего воздуха наибольшая. Это свидетельствует об отсутствии запаса надежности подпятников.

Рассмотренный опыт эксплуатации подтверждает, что однорядные подпятники на жесткой винтовой опоре целесообразно применять при общих нагрузках на подпятник до 15,0—20,0 МН и удельных нагрузках до 3,5—4,0 МПа, причем при нижних значениях нагрузок сегменты можно выполнять однослойными, при верхних значе-

ниях двухслойными. При больших нагрузках целесообразно применение подпятников других типов — двухрядных или с автоматическим выравниванием нагрузки на сегменты.

## Глава четвертая

### ПОДПЯТНИКИ НА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОПОРЕ

#### 4-1. ПРИНЦИП РАБОТЫ И ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

Переход на большие осевые и высокие удельные нагрузки на подпятник потребовал более равномерного распределения нагрузки между сегментами. Наиболее

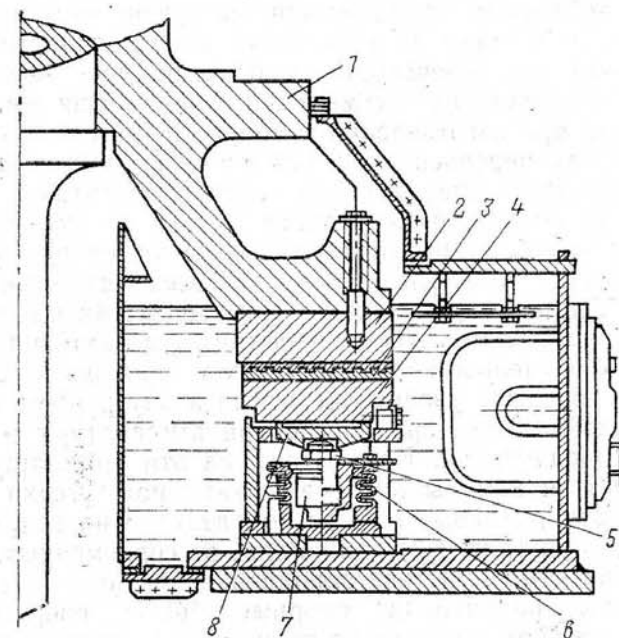


Рис. 4-1. Подпятник на гидравлической опоре.

1 — ступица; 2 — диск; 3 — верхняя часть сегмента; 4 — основание сегмента; 5 — опорный болт; 6 — упругая камера; 7 — тело заполнения; 8 — опорная тарелка.

удачно этому требованию отвечает конструкция подпятника на гидравлической опоре, разработанная на заводе «Уралэлектротяжмаш» имени В. И. Ленина [Л. 43]. В ней обеспечено автоматическое выравнива-

ние нагрузки между сегментами как в статическом, так и в динамическом состоянии.

Подпятник на гидравлической опоре, рассчитанный на полную нагрузку 16,0 МН и удельную нагрузку 4,8 МПа, представлен на рис. 4-1.

Опорные болты 5, на которых лежат сегменты 4, ввернуты в верхние части упругих камер 6. Каждая упругая камера представляет собой гофрированный цилиндр. При сравнительно небольшом осевом усилии благодаря наличию гофр происходят осадка камер по высоте и изменение ее внутреннего объема. Число упругих камер соответствует числу сегментов. Их внутренние полости заполнены маслом и сообщаются между собой. При нажатии на одну камеру и ее опускании происходит подъем других камер. Если одна из  $n$  камер под действием приложенной нагрузки опустилась на  $h$  мм, то каждая из остальных камер поднимется на  $h/(n-1)$  мм. Происходит автоматическое выравнивание нагрузки на сегменты и компенсация всех допущенных при изготовлении и сборке подпятника отклонений путем перераспределения масла в упругих камерах.

Распределение нагрузки между сегментами подпятника на гидравлической опоре зависит от жесткости упругих камер, от различия жесткости отдельных упругих камер и от точности регулировки всех сегментов по высоте. Внутри упругих камер помещены так называемые тела заполнения 7. Они представляют собой цилиндры, которые уменьшают объем масла, приводя в соответствие объемное увеличение масла и внутреннего объема стальной камеры при повышении температуры в маслопроводе подпятника. Кроме того, на эти цилиндры могут опуститься камеры в случае аварийной утечки масла.

Первоначальные модели подпятников на гидравлической опоре (рис. 4-2) отличались от современных. В них упругие камеры и тела заполнения приваривались к основанию подпятника, опорные болты ввертывались в верхнюю массивную часть упругих камер, а сообщение между внутренними полостями камер, а сообщалось закрытым каналом в массивном теле основания. Такое конструктивное решение было довольно сложным в производстве. Кроме того, кольцевое основание после приварки к нему упругих камер деформировалось, что приводило к наклону упругих камер относительно вертикальной оси. В эксплуатации при загрузке упругих

камер весом ротора их наклон увеличивался еще больше. Это вызывало в ряде случаев задевание стенок упругих камер о тела заполнения и нарушение нормальной работы подпятника.

В современной конструкции подпятника на основе опыта эксплуатации заводом применен ряд конструктивных и технологических усовершенствований [Л. 44]. Из рис. 4-1, на котором показана современная конструкция, видно, что тело заполнения 7 приваривается к верхней части упругой камеры и в него ввертывается опорный болт.

Упругие камеры имеют глухое дно и к основанию не привариваются, а крепятся болтами. Соединение внутренних полостей упругих камер между собой осуществляется толстостенными трубами, сваренными в каждую камеру. Такое конструктивное решение упростило изготовление подпятника и обеспечило строго вертикальное положение упругих камер. Кроме того, уменьшились объем и длина сварных маслопрочных швов.

В новой конструкции подпятника на гидравлической опоре введен дополнительный элемент — опорная тарелка. Как и в подпятниках на жестких винтовых опорах, опорная тарелка служит для уменьшения общей деформации сегментов, что достигается за счет противоположного направления температурной и силовой деформаций сегментов.

Количество гофр на упругих камерах в современных конструкциях уменьшено с четырех до двух с половиной, трех. Это увеличило общую жесткость опоры. При этом повысились требования к точности регулировки высотного положения упругих камер. Гофры стали выполняться в виде параллельных кольцевых проточек вместо

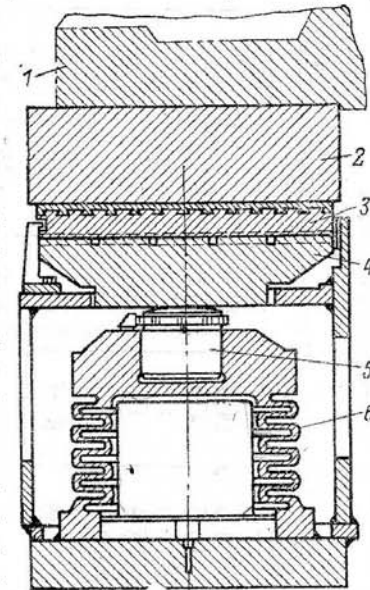


Рис. 4-2. Первоначальная модель подпятника на гидравлической опоре.

Обозначения см. на рис. 4-1.

Таблица 4-1

## Основные данные подпятников на гидравлической опоре

Параметр	Гидроэлектростанция								Нурекская	Бухгар- мийская
	Иркутская	Днепро- дзержин- ская	Волжская имени XXII съезда КПСС	Братская	Саратовская	Вилуйская	Капчагай- ская			
Общая нагрузка, МН . .	20,0	$\frac{16,0}{13,0}$	$\frac{34,0}{29,0}$	$\frac{14,0}{14,0}$	$\frac{20,0}{15,0}$	12,5	16,0	17,0	14,2	
Удельная нагрузка, МПа	5,2	$\frac{4,9}{4,0}$	$\frac{6,8}{5,8}$	$\frac{4,0}{4,0}$	$\frac{4,5}{3,6}$	5,48	4,4	5,05	5,26	
Число сегментов . . . .	12	$\frac{18}{0,89}$	$\frac{20}{1,70}$	$\frac{15}{0,94}$	$\frac{12}{1,67}$	8	12	12	8	
Нагрузка на сегмент, МН	1,67	$\frac{0,72}{0,72}$	$\frac{1,45}{1,45}$	$\frac{0,94}{0,94}$	$\frac{1,25}{1,25}$	1,56	1,33	1,42	1,78	
Вес вращающихся час- тей, МН . . . . .	9,0	7,2	14,0	8,5	8,0	4,05	6,0	7,6	4,9	
Частота вращения рото- ра, об/мин . . . . .	83,3	51,7	68,2	125	50	187,5	107,1	200	150	
Средняя окружная ско- рость, м/с . . . . .	12,1	7,83	10,75	17	8,11	20,6	15,5	25,7	12,95	
Наружный диаметр, м	3,37	3,4	3,67	3,2	3,75	2,7	3,42	3,1	2,34	
Внутренний диаметр, м	2,15	2,4	2,35	1,95	2,45	1,5	2,15	1,74	0,96	
Средний диаметр, м . . .	2,78	2,93	3,03	2,62	3,09	2,14	2,78	2,49	1,65	
Размеры сегмента (длина, ширина), см . . . . .	54×61	38×50	40×66	43×60	60×65	48×60	54×60	44×65	52×69	
Поверхность трения сег- мента, см <sup>2</sup> . . . . .	2960	1810	2500	2460	3700	2740	3040	2720	3450	
Общая поверхность тре- ния, см <sup>2</sup> . . . . .	35 500	32 600	50 000	36 900	44 400	22 000	36 500	32 600	27 600	

Примечания. 1. В числителе приведены расчетные, в знаменателе измеренные значения.  
2. Поверхность трения сегментов и удельная нагрузка определены за вычетом  $\frac{1}{3}$  маслоприемного скола.

конусообразных, как было в первых конструкциях, что значительно упростило их выполнение.

В настоящее время на гидроэлектростанциях Советского Союза работает более 50 агрегатов с подпятниками на гидравлической опоре (табл. 4-1). Они работают при высоких общих и удельных нагрузках (до 29,0 МН и 5,8 МПа) при окружных скоростях от 7,83 до 25,7 м/с и имеют диаметр диска до 3,75 м. Размеры сегментов (средняя длина и ширина) достигают 60×65 см, а число сегментов составляет от 8 до 20. Ряд подпятников на гидравлической опоре находится в эксплуатации уже длительное время. Опыт эксплуатации, а также натурные испытания, проведенные на некоторых подпятниках, позволяют сделать определенные выводы об особенностях работы этих подпятников, сравнить их с подпятниками на жесткой винтовой опоре.

#### 4-2. РАБОТА СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВЫРАВНИВАНИЯ НАГРУЗКИ

Система гидравлического выравнивания должна обеспечивать автоматическое уравнивание нагрузки между сегментами как при неподвижном подпятнике, так и на работающем агрегате. Однако часть специалистов считает, что при вращении ротора полного выравнивания нагрузки между сегментами не достигается, так как переток масла из одной упругой камеры в другую не успевает за быстрыми колебаниями нагрузки на сегментах [Л. 26].

На натуральных подпятниках была проверена работа системы гидравлического выравнивания нагрузки между сегментами подпятников агрегатов ряда ГЭС. Так, при исследованиях подпятников на гидравлической опоре агрегатов Саратовской ГЭС производилось одновременное осциллографирование вертикальных перемещений всех 12 упругих камер, а также биения зеркальной поверхности диска, пульсации нагрузки на сегменты, толщины масляной пленки и других величин, характеризующих работу подпятника.

Первоначально были произведены прокрутки ротора на сегментах, смазанных салом. Они производились путем кратковременного открытия на 5% направляющего аппарата. При таких прокрутках исключается влияние внешних сил (гидравлических и электрических) и име-



ётся возможность определить пульсации в подпятнике, связанные с особенностями самого подпятника (волнистостью зеркальной поверхности диска, неперпендикулярностью плоскости пяты к оси вала агрегата и др.). Замеры показали, что биение зеркальной поверхности диска составляет 0,07 у наружного края, 0,06 в середине и 0,04 мм у внутреннего края диска. За один оборот ротора происходит одно поднятие и одно опускание, плавно переходящие друг в друга. Поскольку биение осциллографировалось на двух противоположных радиусах, установлено, что когда один край диска идет вверх, противоположный край идет вниз. Такой характер биения зеркальной поверхности диска свидетельствует о наличии неперпендикулярности плоскости пяты к оси вала агрегата. Местных неровностей не обнаружено. Осциллографирование вертикальных перемещений всех упругих камер показало, что каждая за один оборот перемещается на 0,04—0,05 мм, повторяя профиль зеркальной поверхности диска в направлении вращения. Это свидетельствует о нормальной работе системы гидравлического уравнивания нагрузок на сегменты.

Таким образом, при сравнительно медленном вращении ротора биение зеркальной поверхности диска в среднем на 0,06 мм вызывает перемещение упругих камер в среднем на 0,045 мм. Упругими камерами воспринимаются 75% пульсации, а 25% воспринимаются другими упругими элементами, в основном опорными тарелками. Пульсация нагрузки на сегменты, замеренная по деформации опорных тарелок, составила при прокрутках всего около 10 кН, примерно в 5 раз меньше, чем в подпятнике на жестких винтовых опорах при таком же биении зеркальной поверхности диска.

Измерения, проведенные затем на работающем в различных режимах агрегате, показали, что и при этом упругие камеры совершают вертикальные колебания в полном соответствии с биением зеркальной поверхности диска. Однако характер колебаний в подпятнике при работе агрегата Саратовской ГЭС под нагрузкой оказался иным, чем при медленной прокрутке ротора. Колебания происходили преимущественно с двумя частотами: соответствующей частоте вращения (одно колебание за оборот ротора) и четырехкратной частоте вращения (четыре колебания за оборот ротора). Первые вызваны неперпендикулярностью плоскости пяты к оси

вала агрегата, что было отмечено уже при прокрутке ротора на сале, вторые — гидравлическими возмущениями в зоне рабочего колеса турбины, вызывающими качания ротора и пульсации в подпятнике.

На рис. 4-3 приведены осциллограммы биения зеркальной поверхности диска, измеренного около сегмента 3, и вертикального перемещения упругой камеры 3 при работе агрегата с полной нагрузкой. Датчики были установлены практически на одном радиусе, что позво-

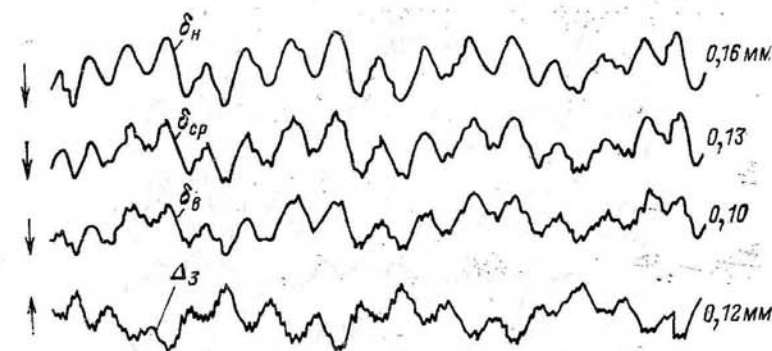


Рис. 4-3. Осциллограммы пульсаций в подпятнике агрегата Саратовской ГЭС.

$\delta_n$ ,  $\delta_{ср}$ ,  $\delta_v$  — биение зеркальной поверхности у наружного края, в середине и у внутреннего края диска;  $\Delta_z$  — смещение упругой камеры 3; стрелками показано направление смещений вверх.

ляет сравнивать колебания не только по значению, но и по фазе. Из рисунка видно, что биение зеркальной поверхности диска и вертикальные перемещения упругой камеры совершенно одинаковы по характеру и совпадают по фазе (т. е. при ходе диска вниз упругая камера в этом месте одновременно идет вниз). Вертикальные смещения упругой камеры 3 немного меньше среднего биения зеркальной поверхности диска. Следует отметить, что в установившемся режиме смещение отдельных упругих камер различно. Это объясняется как различной жесткостью упругих камер, так и особенностями пульсационных явлений на данном агрегате.

Из рис. 4-4, где приведены осциллограммы с одновременной записью перемещений всех упругих камер, видно, что колебания всех упругих камер с частотой, соответствующей частоте вращения, вызванной неперпендикулярностью плоскости пяты к оси вала агрегата,



происходят последовательно: сначала идет вниз упругая камера 1, затем 2 и т. д. по мере прохождения выступающей части диска над сегментами. Если вершины (или впадины кривых соединить, то получится наклонная линия  $aa$ , показывающая последовательность смещения упругих камер и подтверждающая, что система гидравлического выравнивания работает нормально.

Колебания с частотой, четырехкратной частоте вращения, имеют совершенно другой характер и вызваны

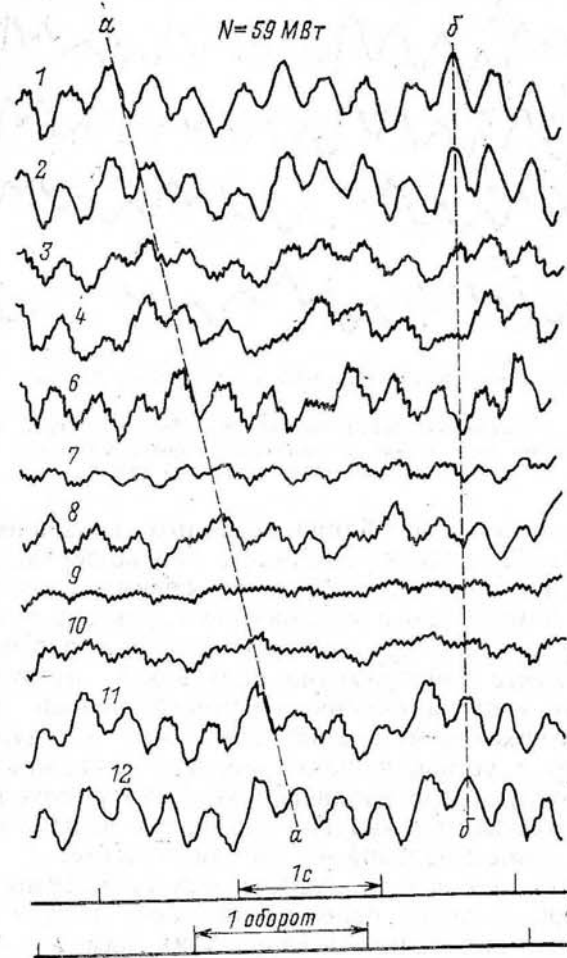


Рис. 4-4. Осциллограммы вертикальных перемещений упругих камер подпятника агрегата Саратовской ГЭС при максимальной мощности. Номера кривых соответствуют номерам камер.

ными причинами. Колебания всех упругих камер с этой частотой происходят одновременно, причем половина упругих камер идет вверх, а другая половина вниз. Из рис. 4-4 видно, что упругие камеры 11, 12, 1, 2, 3 идут вверх, а упругие камеры 6, 7, 8 — вниз. Упругие камеры 4, 9 и 10 практически не смещаются с этой частотой. Это свидетельствует о качании всего ротора в одном направлении. Если провести линию через сегменты 4 и 10, то упругие камеры, лежащие по одну сторону от этой линии, перемещаются в какой-то момент времени вверх, а лежащие по другую сторону от нее — в тот же момент времени книзу. Наибольшие колебания имеют упругие камеры, наиболее удаленные от этой линии (1, 6, 7 и 12), наименьшие колебания — упругие камеры, близко расположенные к оси качания ротора (3, 4, 9 и 10).

Описанные колебания вызваны асимметрией потока в зоне рабочего колеса турбины. Каждая из четырех лопастей рабочего колеса, проходя мимо источника возмущений, получает удар, раскачивающий ротор и воспринимаемый подпятником. Качания ротора происходят в направлении «зуба» спиральной камеры, который и является источником возмущений. Из рис. 4-5 видно, что направление качаний ротора совпадает с расположением зуба спиральной камеры. Очевидно, что из-за малой длины спиральной камеры турбины Саратовской ГЭС в районе зуба спирали возникают значительные возмущения потока, воздействующие на лопасти рабочего колеса и вызывающие колебания ротора (четыре за оборот — в соответствии с числом лопастей) и биение диска подпятника.

При испытаниях биение зеркальной поверхности диска измерялось у сегментов 3 и 9, т. е. в зоне, где колебания не являются наибольшими. Среднее значение биения зеркальной поверхности в этом месте составило 0,13 мм, а смещение упругой камеры 3—0,12 мм. Наибольшее смещение зарегистрировано на упругой камере 1 (0,15 мм). Пульсация нагрузки на сегменты при биении зеркальной поверхности диска 0,15 мм составила 20—25 кН.

Таким образом, замерами на действующем подпятнике установлено, что система гидравлического выравнивания нагрузки на сегменты работает нормально, как в статическом состоянии, так и при работе агрегата. (Биение зеркальной поверхности диска, вызванное

как неперпендикулярностью плоскости пяты к оси вала агрегата, так и качанием ротора от гидравлических возмущений на рабочем колесе турбины, преобразуется в перемещение упругих камер и постоянное перераспределение нагрузки между сегментами.

Испытания по проверке работы системы гидравлического выравнивания подпятников были проведены на двух агрегатах Саратовской ГЭС и на агрегатах неко-

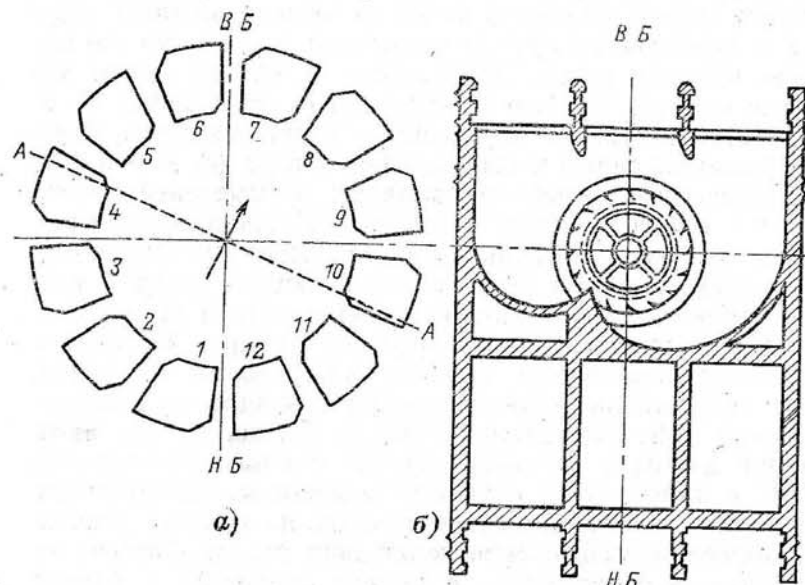


Рис. 4-5. Расположение сегментов подпятника (а) и план спиральной камеры (б) агрегата Саратовской ГЭС.

торых других ГЭС. В частности, были проведены испытания подпятника агрегата Бухтарминской ГЭС, имеющего сравнительно высокую частоту вращения — 150 об/мин. При значительной частоте вращения колебания в подпятнике происходят с большей частотой и работа системы гидравлического выравнивания затрудняется. Однако замеры показали, что и при большой частоте вращения упругие камеры успевают совершать вертикальные смещения, вызванные биением зеркальной поверхности диска, и обеспечивать выравнивание нагрузки.

Если в подпятнике агрегата Саратовской ГЭС биение зеркальной поверхности диска было вызвано не-

перпендикулярностью плоскости пяты к оси вала агрегата и качанием ротора от гидравлических возмущений в турбине, то в подпятнике агрегата Бухтарминской ГЭС биение зеркальной поверхности диска было вызвано в основном наличием выступов и впадин на самой зеркальной поверхности диска. Неровности зеркальной поверхности диска составляли 0,19 мм у наружного края диска; имелось два выступа и две впадины. При

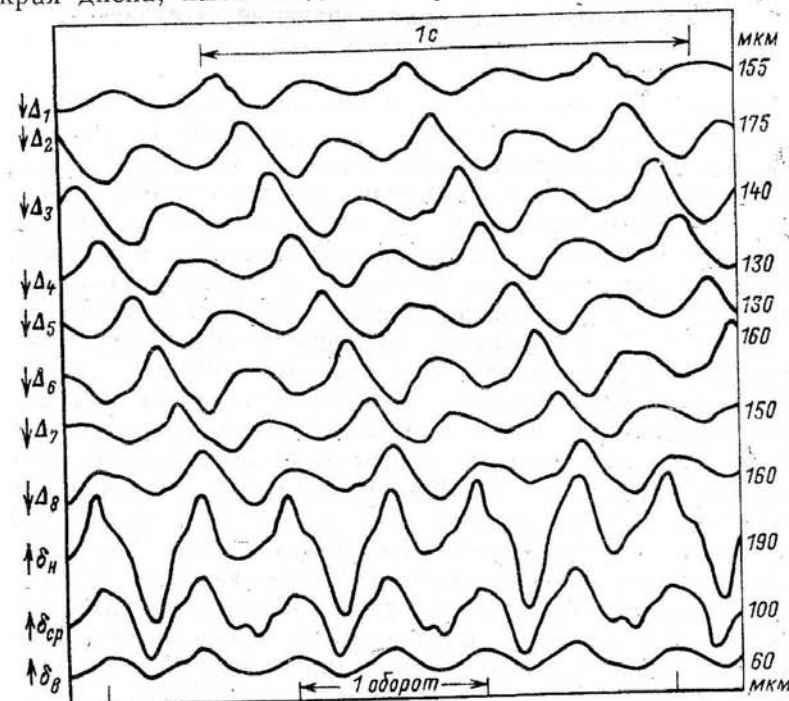


Рис. 4-6. Осциллограммы пульсаций в подпятнике агрегата № 7 Бухтарминской ГЭС.

$\Delta_1$ — $\Delta_8$  — смещения упругих камер 1—8;  $\delta_n$ ,  $\delta_{ср}$ ,  $\delta_v$  — биение зеркальной поверхности у наружного края, в середине и у внутреннего края диска.

нормальной частоте вращения частота колебаний составила 6 Гц. Как показали замеры, упругие камеры при этой частоте успевали перемещаться в соответствии с биением зеркальной поверхности диска. Перемещения упругих камер составили 0,13—0,16 мм, т. е. 70—85% значения биения зеркальной поверхности диска.

На рис. 4-6 представлена осциллограмма пульсаций в подпятнике. Вертикальные колебания всех упругих

камер по характеру точно повторяют биение зеркальной поверхности диска. Смещение упругих камер вниз или вверх происходит последовательно по мере прохождения над ними выступов или впадин зеркальной поверхности диска, что свидетельствует о нормальной работе системы гидравлического уравнивания.

#### **4.3. РАВНОМЕРНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ МЕЖДУ СЕГМЕНТАМИ**

Основным преимуществом подпятников на гидравлической опоре, вытекающим из принципа их работы, является равномерное распределение нагрузки между сегментами, что неоднократно подтверждалось непосредственными замерами при испытаниях. В эксплуатации это косвенно подтверждается меньшим разбросом температуры отдельных сегментов по сравнению с подпятниками на жесткой винтовой опоре. При обычно принимаемой в эксплуатации точности распределения нагрузки между сегментами разброс температуры отдельных сегментов составляет для подпятников на жестких винтовых опорах 5—10°C. Для подпятников на гидравлической опоре, если они не имеют явных дефектов, этот разброс равен 1—4°C. При испытаниях подпятников агрегатов Днепродзержинской ГЭС — одного на жесткой винтовой, одного на гидравлической опоре [Л. 9] — термометрами измерялась температура каждого сегмента. Измерения, проведенные после обычных регулировок нагрузки на сегменты, показали, что разброс температуры сегментов подпятника на гидравлической опоре составил 1,5°C, а на жесткой винтовой опоре 7,5°C.

Несмотря на то что подпятники на гидравлической опоре по принципу своей работы обеспечивают автоматическое выравнивание нагрузки между сегментами, это выравнивание происходит в определенных пределах, так как упругие камеры обладают собственной жесткостью. Требуется предварительная регулировка по высоте упругих камер вместе с сегментами перед пуском агрегата при монтаже и после ремонта. Процесс этой регулировки по сравнению с регулировкой нагрузки на сегменты подпятников на жесткой винтовой опоре значительно более легкий.

Для подпятников на жестких винтовых опорах заводы не поставляют никаких приспособлений, с помощью

которых можно было бы произвести контроль регулировки нагрузки на сегменты подпятника. Эксплуатационный персонал, как правило, своими силами разрабатывает, изготавливает и применяет устройства для контроля распределения нагрузки между сегментами подпятника (см. гл. 10). Это обычно рычажно-индикаторные устройства, позволяющие судить о загрузке сегментов по деформации опорных тарелок. Для обеспечения равномерности распределения нагрузки в пределах 10% приходится поднимать ротор агрегата на тормозах-домкратах и опускать его на сегменты 6—8 раз с проведением соответствующих регулировок, что занимает не менее одной рабочей смены, а иногда и больше.

В подпятниках на гидравлической опоре имеется простейшее заводское индикаторное устройство, позволяющее контролировать регулировку нагрузки на отдельные сегменты по сжатию упругих камер под действием веса ротора агрегата.

В табл. 4-2 приведены результаты регулировки нагрузки на сегменты подпятника на гидравлической опоре агрегата № 5 Саратовской ГЭС. Контроль загрузки сегментов осуществлялся по заводскому индикаторному устройству в миллиметрах перемещения упругих камер. Вся регулировка выполнена за три подъема и опускания ротора в течение 2 ч. Как видно из таблицы, при первом опускании ротора разница в высотном положении упругих камер оказалась очень большой (3,8 мм), что было вызвано заменой части сегментов новыми, отличавшимися от старых по толщине. При этом часть упругих камер пошла вверх, часть — вниз. После 1-й регулировки разница в высотном положении упругих камер равнялась 0,86, после 2-й 0,35, а после 3-й 0,14 мм.

По первоначальным заводским инструкциям максимальная разность высотного положения отдельных упругих камер должна быть не более 0,5—0,7 мм. Однако работами ОРГРЭС установлено, что такая разница в высотном положении упругих камер чрезмерно велика и вызывает значительный разброс нагрузки на отдельные сегменты.

На рис. 4-7 представлена зависимость разброса нагрузки на сегменты от разницы их высотного положения, полученная опытным путем. Из рисунка видно, что при разнице высотного положения упругих камер 0,50—0,70 мм разброс нагрузки на сегменты будет 110—150 кН,



6+ Таблица 4.2  
Результаты регулировки высотного положения упругих камер подпятника агрегата № 5 Саратовской ГЭС

Параметр	Номер сегмента											Среднее значение проседания упругих камер	Наибольший разброс значения упругих камер
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
<b>До регулировки</b>													
Перемещение упругой камеры, мм . . . . .	-1,3	1,2	-0,16	-0,20	0,85	1,27	0,55	-1,00	-0,7	0,15	2,5	1,1	3,8
Нагрузка на сегмент, МН . . . . .	0,28	—	0,46	0,41	0,625	—	0,575	0,39	0,48	0,455	0,87	0,61	0,59
<b>Первая регулировка</b>													
Значение регулировки, мм . . . . .	-1,3	0,9	-0,5	-0,6	0,4	0,9	0	-1,3	-1,0	0	2,0	0,8	—
Перемещение упругой камеры, мм . . . . .	0	0,48	0,31	0,31	0,50	0,41	0,46	-0,04	0,28	0,17	0,82	0,60	0,86
Нагрузка на сегмент, МН . . . . .	0,515	0,61	0,60	0,55	0,605	0,60	0,56	0,50	0,555	0,54	0,655	0,60	0,155
<b>Вторая регулировка</b>													
Значение регулировки, мм . . . . .	-0,35	0,13	0	0	0,15	0	0,1	-0,35	0,15	0,25	0,47	0,25	—
Перемещение упругой камеры, мм . . . . .	0,45	0,45	0,44	0,38	0,39	0,45	0,38	0,14	0,12	0,31	0,43	0,47	0,35
Нагрузка на сегмент, МН . . . . .	0,53	0,58	0,55	0,585	0,57	0,585	0,505	0,53	0,59	0,575	0,58	0,53	0,085
<b>Третья регулировка</b>													
Значение регулировки, мм . . . . .	0	0	0	0	0	0	0	-0,2	0,25	0,05	0	0	—
Перемещение упругой камеры, мм . . . . .	0,36	0,39	0,37	0,33	0,35	0,38	0,33	0,29	0,31	0,33	0,43	0,40	0,14

Примечание. Знак «минус» обозначает перемещение упругой камеры вверх и повышение регулировки вверх.

или 20—27% средней нагрузки на сегмент от веса ротора. Чтобы разброс нагрузки на сегменты не превышал 10%, необходима точность регулировки не меньше 0,2 мм.

Большая разница в загрузке отдельных сегментов при недостаточно тщательной регулировке их высотного положения объясняется высокой жесткостью упругих камер, а также различием в их жесткости.

По данным завода [Л. 43] для осадки упругой камеры на 1 мм к ней требуется приложить нагрузку 100 кН.

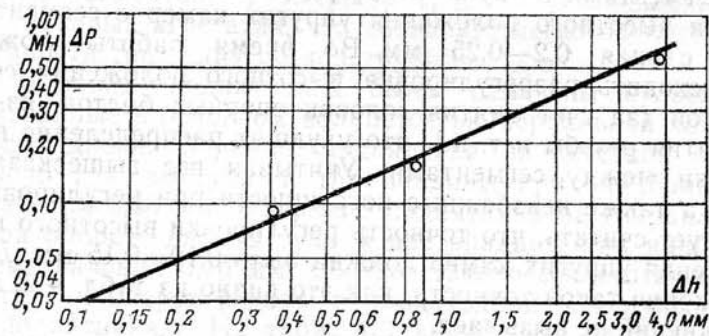


Рис. 4-7. Кривые зависимости разброса нагрузки на сегменты от разницы их высотного положения для подпятника на гидравлической опоре агрегата Саратовской ГЭС.

Замерами на действующем подпятнике (рис. 4-7) получено, что разница в высотном положении упругих камер на 1 мм приводит к разбросу нагрузки отдельных сегментов 200 кН. Таким образом, действительная жесткость упругих камер оказывается в 2 раза больше, чем определено на заводе.

Указанное соотношение между вертикальным смещением упругой камеры и изменением нагрузки на сегмент получено замерами не только в статике, но и на работающем агрегате. Так, для агрегата Саратовской ГЭС при прокрутке ротора на сегментах, смазанных салом, среднее значение биения зеркальной поверхности диска составило 0,06 мм. Среднее значение вертикального смещения упругих камер составило при этом 0,045 мм, а пульсация нагрузки на сегменты около 10 кН. При работе агрегата под нагрузкой биение зеркальной поверхности диска, вызванное в основном наличием переменных усилий на рабочее колесо турбины, составило 0,135 мм; вертикальные смещения упругих камер при этом были 0,115 мм, а пульсация нагрузки на сегменты 20—25 кН.

Из приведенных цифр видно, что соотношение между вертикальными смещениями упругих камер и пульсацией усилий на сегменты во всех случаях остается примерно одинаковым: около 200 кН на 1 мм смещения.

Средняя нагрузка на один сегмент от веса ротора, как это следует из табл. 4-1, составляет для подпятников на гидравлической опоре 400—750 кН. При этом для достижения равномерности распределения нагрузки между сегментами не хуже 10% требуется точность регулировки высотного положения упругих камер с сегментами, равная 0,2—0,25 мм. Во время работы может происходить разрегулировка высотного положения сегментов (за счет смятия головок опорных болтов, из-за обмятия резьбы и т. п.), что ухудшит распределение нагрузки между сегментами. Учитывая все вышесказанное, а также неизбежные погрешности при регулировке, следует считать, что точность регулировки высотного положения упругих камер должна быть 0,10—0,15 мм. Достижение такой точности, как это видно из табл. 4-2, затруднений не вызывает.

Вся система предварительной высотной регулировки упругих камер построена исходя из положения, что жесткость всех упругих камер одинакова, а следовательно, одинаковое сжатие упругих камер соответствует одинаковой нагрузке на них. Однако в действительности это не так. В процессе эксплуатации Саратовской ГЭС на некоторых подпятниках произошла утечка масла из упругих камер через обратные клапаны. При подкачке масла и создании в упругих камерах давления 1,8 МПа они растянулись по-разному, что свидетельствует об их разной жесткости. Способа проверить жесткость упругих камер в условиях эксплуатации, кроме вышеупомянутого, не имеется. Поэтому жесткость упругих камер должна определяться еще на заводе, до их закрепления на основании подпятника. Не должно допускаться значительного различия жесткости отдельных упругих камер, так как при этом ухудшается точность предварительной регулировки нагрузки на отдельные сегменты.

#### 4-4. СГЛАЖИВАНИЕ ПУЛЬСАЦИИ

Система гидравлического выравнивания в подпятниках на гидравлической опоре обеспечивает снижение пульсации усилий на сегменты, пульсации толщины масляной пленки, и позволяет подпятнику нормально ра-

ботать при сильном биении зеркальной поверхности диска. В этом одно из главных преимуществ подпятника на гидравлической опоре по сравнению с подпятником на жесткой винтовой опоре.

На Днепродзержинской ГЭС были проведены испытания подпятников двух типов: на жесткой винтовой опоре и на гидравлической опоре [Л. 9]. Подпятники имеют совершенно одинаковые параметры (нагрузка, число сегментов, размеры и т. д.) и установлены на одинаковых агрегатах, что позволяет легко оценить особенности той и другой конструкции.

В обоих подпятниках были отмечены пульсации, вызванные в основном волнистостью зеркальной поверхности диска. Зеркало подпятника на жесткой опоре имело три выступа и три впадины при наибольшем значении 0,06 мм, а зеркало подпятника на гидравлической опоре — два выступа и две впадины при наибольшем значении 0,10 мм. Соответственно с частотами две и три за оборот ротора и происходили все пульсации в подпятниках. Из табл. 4-3 видно, что несмотря на

Таблица 4-3  
Параметры пульсации на подпятниках разных типов агрегатов Днепродзержинской ГЭС

Параметр	Тип подпятника	
	на жесткой винтовой опоре	на гидравлической опоре
Биение зеркальной поверхности диска подпятника, мм:		
у наружного края . . . . .	0,06	0,10
у внутреннего края . . . . .	0,03	0,09
Пульсация напряжений в опорной тарелке, МПа . . . . .	8,0	2,0
Пульсация давления в масляной пленке, МПа . . . . .	1,2	0,3
Пульсация толщины масляной пленки, мкм	10—25	6—12

большее в 1,5 раза биение зеркальной поверхности диска подпятника на гидравлической опоре, пульсация усилий на сегмент, пульсации толщины масляной пленки и давления в ней в этом подпятнике в 2—4 раза меньше, чем в подпятнике на жесткой винтовой опоре. Соответственно надежность этого подпятника выше; к нему могут предъявляться менее жесткие требования с точки зрения биения зеркальной поверхности диска.



Как показано в гл. 8, биение зеркальной поверхности диска 0,10 мм в подпятнике на жесткой винтовой опоре вызывает пульсацию нагрузки на сегмент 100 кН. В подпятнике на гидравлической опоре такое же биение зеркальной поверхности диска вызывает пульсацию усилий на сегмент 15—20 кН. И если максимально допустимым биением зеркальной поверхности диска для жестких подпятников считается 0,08 мм [Л. 10], то для подпятников на гидравлической опоре вполне может быть принято 0,20 мм.

Поскольку подпятник на гидравлической опоре имеет меньшую жесткость, чем подпятник на жесткой винтовой опоре, качания ротора на нем в переходных режимах (пуски, остановки и т. п.) и в тяжелых гидравлических режимах выше. Так, для агрегатов Днепродзержинской ГЭС качания ротора, замеренные в виде биения зеркальной поверхности диска пяты в таких режимах, достигают 0,4 мм для гидравлического и 0,2 мм для жесткого подпятника. Поскольку пульсация нагрузки на сегменты, пульсация толщины масляной пленки и давления в ней на гидравлическом подпятнике в 2—4 раза меньше, чем на жестком, при одинаковом биении зеркала, то и при больших качаниях ротора пульсации в гидравлическом подпятнике не выше, чем в жестком.

Таким образом, биение зеркальной поверхности диска подпятника, вызванное его неровностью, неперпендикулярностью плоскости пяты к оси вала агрегата или качанием ротора от внешних причин, преобразуется в подпятнике на гидравлической опоре в перемещения упругих камер, что резко уменьшает опасные пульсации нагрузки на сегменты, пульсации толщины масляной пленки и давления в ней.

Пульсации от волнистости зеркальной поверхности диска (при двух или нескольких выступах или впадинах за оборот), а также от неперпендикулярности плоскости пяты к оси вала агрегата происходят плавно. Выступающая или заниженная часть диска плавно набегае на сегмент, вызывая постепенное опускание упругой камеры. Как правило, выступающая, или заниженная, часть диска значительна по площади и располагается сразу над несколькими сегментами. При этом ударного воздействия на сегмент не происходит. Но в отдельных случаях возможно наличие резко ударной пульсации нагрузки на сегменты подпятника на гидравлической опоре. Так, на зеркальной поверхности диска подпятника на гидравлической опоре агрегата Верхнесвирской ГЭС имелся местный выступ до 0,3 мм и размерами в плане не более размера сегмента (40—50 см). На дан-

ном подпятнике ширина межсегментного канала составляла 80% ширины сегмента<sup>1</sup>.

При вращении ротора выступ попадал то на сегмент, то в межсегментный промежуток. Проходя над сегментом, выступ вызывал удар, передававшийся через гидравлическую систему на все остальные сегменты. В результате этого за один оборот ротора каждый сегмент получал 10 ударов (по числу сегментов). Такие пульсационные явления приводили к усталостному разрушению баббитовой поверхности сегментов, повышенной вибрации агрегата, ослаблению креплений и т. д. [Л. 6]. При таком неблагоприятном пульсационном режиме подпятник на гидравлической опоре проработал 14 лет. За это время неоднократно заменялись сегменты из-за выкрашивания баббита, однако подплавления баббита не было ни разу. В конечном счете на одной из упругих камер появилась трещина, произошли разгерметизация внутренней полости упругих камер и опускание сегментов на тела заполнения.

Таким образом, при наличии местного резкого выступа на зеркальной поверхности диска и при больших межсегментных расстояниях возможны повышенные пульсационные явления в подпятниках на гидравлической опоре, приводящие к нарушению его работы. Следует отметить, однако, что наличие таких «остропиковых» и больших неровностей — явление крайне редкое, отмеченное в практике только однажды и как раз на подпятнике, имевшем наибольшие межсегментные расстояния. Кроме рассмотренного случая, ни на одном гидравлическом подпятнике не было отмечено значительных колебаний с частотой, кратной числу сегментов.

#### 4.5. ЗАТРУДНЕНИЯ В РАБОТЕ ПОДПЯТНИКА

Эластичность опорной системы подпятников на гидравлической опоре является их преимуществом, позволяет производить автоматическое перераспределение нагрузки между сегментами за счет сжатия или растяжения отдельных упругих камер и перетекания масла из одних камер в другие. Однако повышенная податливость, особенно в горизонтальном направлении, имеет отрицательные стороны и создает некоторые эксплуатационные затруднения.

Упругие камеры, как следует из рис. 4-1 и 4-2, выполняются довольно значительными по высоте, а это приводит к их малой жесткости в горизонтальном направлении. При трогании ротора агрегата и при его остановке силами трения сегменты вместе с упругими камерами смещаются в направлении вращения на размер зазора между сегментами и упорами. Происходит наклон упругих камер и затем их колебания вместе с сегментами. Так, замерами в подпятнике на гидрав-

<sup>1</sup> Подпятник на гидравлической опоре имел 10 сегментов; он был установлен вместо подпятника на жесткой винтовой опоре, имевшего 16 сегментов.



лической опоре агрегата Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС установлено, что при пусках происходило смещение сегментов вместе с упругими камерами в направлении вращения до 3 мм. Были отмечены также значительные колебания сегментов в самом начале пуска и в конце остановки. Такие явления нежелательны. Чтобы их избежать, следует не допускать зазоров между сегментами и упорами. Недостаточная жесткость упругих камер в горизонтальном направлении приводит к некоторым неопределенностям при регулировках.

При процессах регулировки большое значение имеет вертикальность установки упругих камер. При опускании ротора с тормозов один край ротора (а значит, и диск пяты) обычно опускается раньше и вызывает сжатие и наклон упругих камер с этой стороны. С диаметрально противоположной стороны упругие камеры сначала идут вверх, на растяжение, и лишь когда их касается диск, начинают сжиматься. Если камеры выполнены с наклоном, то при нагружении их наклон увеличивается и может привести к задеванию стенок упругих камер о тела заполнения или за неподвижные детали подпятника, к защемлению сегментов между упорами и т. д.

На ряде подпятников на гидравлической опоре замерах был отмечен наклон упругих камер. Так, на агрегате Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС был обнаружен наклон оси некоторых упругих камер по направлению вращения. На уровне головки опорного болта отклонение оси камеры от вертикали составляло 14 мм. В результате происходило опирание стенок упругих камер на тела заполнения и нарушение нормальной работы системы уравнивания. О нарушении работы системы гидравлического уравнивания этого агрегата свидетельствовала различная степень повреждения отдельных сегментов, что нехарактерно для подпятников на гидравлической опоре, а также большая разница температуры отдельных сегментов.

Как уже отмечалось, при нормальной работе системы гидравлического уравнивания разброс температуры отдельных сегментов составляет 1—4°C. На подпятнике агрегата Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС он достигал 15—20°C. При этом отмечена явная зависимость разброса температуры от точности регулировки высотного положения упругих камер. При точности регулировки упругих камер 0,12 мм разброс температуры отдельных сегментов составлял 6—8°C, а при точности регулировки 0,50 мм — 15—20°C. Это свидетельствует о том, что подпятник работает не как гидравлический

с автоматическим выравниванием нагрузки между сегментами, а как обычный жесткий, у которого тем больше разброс температуры сегментов, чем хуже распределение нагрузки между сегментами. Очевидно, что для части сегментов не происходило выравнивания нагрузки из-за ограничения подвижности упругих камер.

Некоторое влияние на разброс температуры сегментов при худшей регулировке высотного положения ока-

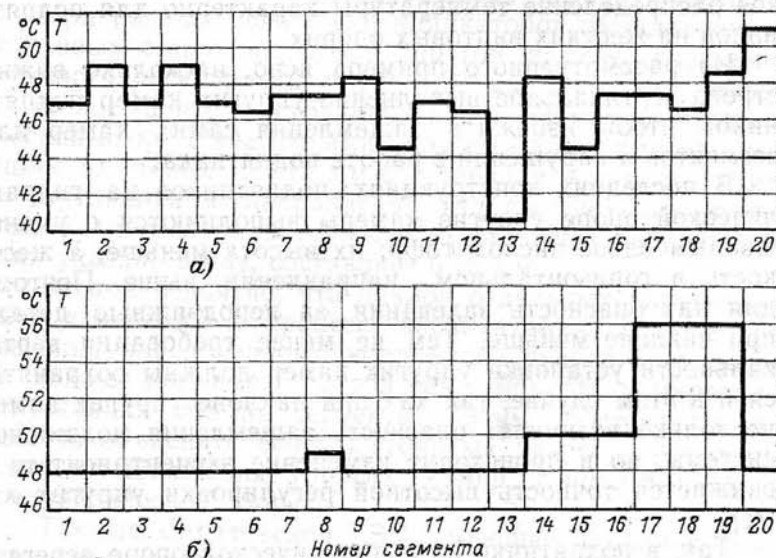


Рис. 4-8. График температур сегментов подпятника на гидравлической опоре (б) и на жесткой винтовой опоре (а) агрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС при работе на холостом ходу.

зывает и разница в жесткости отдельных упругих камер. Однако для данного подпятника, имеющего высокие упругие камеры (по 4 гофры в каждой), их собственная жесткость столь значительного влияние оказывать не может.

Из рис. 4-8, б видно, что неравномерность нагрева отдельных сегментов весьма мала — всего 2—3°C, за исключением трех сегментов, у которых температура на 6—8°C выше, чем у остальных. В результате разброс температуры составляет 9°C. Без учета этих трех сегментов разброс температуры составил бы всего 3°C, т. е. соответствовал бы данным для нормального работающего подпятника на гидравлической опоре.

Для подпятника на жесткой винтовой опоре такого малого разброса температуры, как правило, добиться не удастся. На рис. 4-8,а для сравнения приведен график температуры отдельных сегментов подпятника на жесткой винтовой опоре агрегата № 4 той же ГЭС. Из него видно, насколько иной характер имеет распределение температуры по сегментам этого подпятника: нет трех сегментов подряд с одинаковой температурой. Такое распределение температуры характерно для подпятников на жестких винтовых опорах.

Из рассмотренного примера ясно, насколько важно строго вертикальное выполнение упругих камер подпятников, чтобы избежать защемления самих камер или сегментов и нарушений в работе подпятника.

В последних конструкциях подпятников на гидравлической опоре упругие камеры выполняются с уменьшенным вдвое числом гофр; их высота меньше, а жесткость в горизонтальном направлении выше. Поэтому для них опасность задевания за неподвижные детали при наклоне меньше. Тем не менее требования вертикальности установки упругих камер должны сохраняться и в этом случае, так как при наклоне упругих камер не только возникает опасность защемления подвижной системы, но и происходит изменение эксцентриситета и снижается точность высотной регулировки упругих камер.

Так, в подпятнике на гидравлической опоре агрегата с диагональной турбиной Бухтарминской ГЭС при высотной регулировке сегментов на половине упругих камер индикаторы были установлены не только с наружной стороны, как это требуется по заводской инструкции, но и под углом  $90^\circ$  к этому положению со стороны набегающего края на диаметре центра опоры. Разница показаний этих двух индикаторов составила 0,10 мм при среднем проседании упругих камер 0,30 мм, что объясняется наклоном упругих камер при приложении нагрузки. На подпятниках агрегатов Вилуйской ГЭС различие в показаниях отдельных индикаторов, установленных на одной и той же упругой камере, достигало 0,20 мм.

Проверка вертикальности упругих камер проводилась и на подпятниках агрегатов других ГЭС. Так, на Саратовской ГЭС проверкой установлено, что большинство упругих камер имеет наклон по направлению вра-

щения, а также в радиальном направлении, причем часть внутрь (в сторону вала), часть наружу. При таком различном по величине и направлению наклоне упругих камер невозможно добиться точной регулировки их высотного положения. Кроме того, при увеличении нагрузки в процессе работы сегменты, установленные на наиболее наклоненных камерах, нагрузятся меньше, а на вертикально установленных камерах — больше.

При разнице показаний индикаторов, установленных с разных сторон на одной упругой камере, требуемой точности регулировки (0,10—0,20 мм) добиться нельзя.

В последних конструкциях подпятников на гидравлической опоре с невысокими упругими камерами при толщине их стенок 10—12 мм собственная жесткость камер в вертикальном направлении (на сжатие) достаточно высока и требуемая точность их высотной регулировки, как указано выше, составляет 0,15 мм.

Весьма вероятно, что наклон отдельных упругих камер изменяется в процессе эксплуатации по мере проведения определенного количества пусков, остановок, а также подъемов ротора на тормозах-домкратах и опусканиях его на сегменты. Этим обстоятельством можно объяснить факт постоянных разрегулировок высотного положения упругих камер в подпятниках на гидравлической опоре.

Так, на Саратовской ГЭС, имеющей наибольшее количество агрегатов с подпятниками на гидравлической опоре, регулировка высотного положения упругих камер при ремонтах или ревизиях производится с точностью 0,10—0,20 мм. Однако каждый раз при последующей проверке обнаруживается различие высотного положения отдельных упругих камер 0,40—0,80 мм, а в отдельных случаях и 1,0 мм. То же обнаруживается и на других ГЭС, на которых имеются подпятники на гидравлической опоре.

Кроме постоянных разрегулировок высотного положения упругих камер в эксплуатации часто наблюдается смещение сегментов относительно своего первоначального положения. Появляются зазоры между сегментами и упорами, ограничивающими их смещение в направлении вращения, хотя после монтажа или ремонтов перед пусками сегменты плотно, без зазоров, прижимаются к упорам. Получается, что сегменты смещаются против направления вращения.



Так, на агрегате № 43 Саратовской ГЭС после его повреждений были обнаружены зазоры до 8,5 мм, на агрегате № 16 — до 5 мм. Зазоры были не одинаковыми в радиальном направлении, иногда с одного края сегмент касался упора, а с другого края имелся значительный зазор. Таким образом, сегмент смещался против направления вращения и поворачивался. Изменялось положение сегментов и по отношению к упорам, ограничивающим смещение сегментов в радиальном направлении.

Такое смещение сегмента с его разворотом может быть объяснено только большой податливостью упругих камер, их наклонами и смещениями в горизонтальном направлении при пусках и остановках агрегатов, а также при подъемах на тормозах и опусканиях ротора. Эти явления проявляются более значительно при закреплении упругих камер на основании подпятника с наклоном.

При смещениях сегментов относительно своего первоначального положения, особенно в радиальном направлении и при их развороте нарушается приработка их рабочей поверхности по зеркалу. При недостаточно хорошем состоянии зеркальной поверхности диска это может привести к повреждениям баббитовой поверхности сегментов. Кроме того, при таких смещениях упругих камер возможно защемление сегментов между упорами, затрудняется их самоустанавливаемость. Поэтому при том конструктивном выполнении подпятников на гидравлической опоре, которое практикуется в настоящее время, вопросу об упорах, ограничивающих смещения сегментов, должно уделяться большее внимание, чем в подпятниках на жесткой винтовой опоре.

Таким образом, недостаточная жесткость упругих камер в горизонтальном направлении приводит к неопределенности и затруднениям в работе подпятников. Особенно это относится к подпятникам с высокой (более 1000 кН) нагрузкой на один сегмент. Для сведения к минимуму этих затруднений прежде всего необходимы тщательное изготовление и монтаж подпятников, в частности, обеспечение строго вертикального выполнения упругих камер; целесообразно внедрение новых конструктивных и технологических решений.

В этом отношении весьма удачной представляется конструкция подпятников на гидравлической опоре, изготовленных французской фирмой «Нейрпик» для агрегатов ряда ГЭС, в том числе для обратимых горизонтальных гидроагрегатов приливной электростанции Сен-Мало [Л. 20]. В этих подпятниках каждый сегмент укреплен на стальной упругой камере, а не опирается на сферическую головку опорного болта. Наклон сегмента при образовании масляной пленки происходит за

счет деформации упругой камеры. Каждая камера состоит всего из одной гофры с толщиной стенки примерно 5 мм. Высота камеры невелика, но при этом податливость ее в осевом направлении достаточна, а жесткость в направлении вращения весьма высока. При таком исполнении опорной системы подпятников отпадают вышеизложенные затруднения, связанные с недостаточной жесткостью упругих камер и с их наклоном.

Данный тип подпятника весьма высоко оценивается фирмой «Нейрпик». Многочисленные замеры, проведенные для контроля работы подпятников, показали, что распределение нагрузки между сегментами можно получить с точностью до 1%, даже если погрешности обработки и монтажа значительны. Так, на ГЭС Камбейрак, агрегаты которой оборудованы подпятниками на гидравлической опоре этой фирмы, была допущена непараллельность неподвижной и вращающихся поверхностей трения до 2 мм (на максимальном диаметре диска). Однако это не вызвало нарушений в работе подпятника. Фирма «Нейрпик» выполняет подпятники на гидравлической опоре для крупных агрегатов при весьма высоких нагрузках: свыше 20,0 МН [Л. 58].

#### 4-6. УВЕЛИЧЕНИЕ ЭЛАСТИЧНОСТИ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ

Практикой эксплуатации установлено, что, несмотря на достаточную эластичность опорной системы подпятников на гидравлической опоре, целесообразно введение в них дополнительных упругих элементов — опорных тарелок между сегментами и опорными болтами. Введение опорных тарелок увеличивает податливость всей опорной системы в вертикальном направлении и уменьшает деформации сегментов. Осуществление этого мероприятия особенно необходимо на крупных тяжело нагруженных подпятниках.

При увеличении общей нагрузки на подпятник, т. е. сразу на все упругие камеры, последние не должны сжиматься и вызывать опускание ротора, так как масло, заполняющее упругие камеры, практически несжимаемо. Однако практика показала, что нагружение сегментов весом ротора приводит к опусканию всех упругих камер на 0,3—0,4 мм. Нагрузка, приходящаяся на один сегмент от веса ротора, составляет 0,40—0,75 МН, следовательно, жесткость опорной системы подпятника



на гидравлической опоре в целом характеризуется нагрузкой, равной 1,2—2,1 МН на миллиметр прогиба.

Сжатие камер может быть объяснено двумя причинами: сжатием включений воздуха, имеющегося в масле, и тем, что упругие камеры при приложении к ним нагрузки расширяются и проседают (их диаметр увеличивается, а высота уменьшается).

Эта податливость подпятника в вертикальном направлении в целом является положительным фактором, так как позволяет в некоторой степени сглаживать пульсации усилий, действующих сразу на весь подпятник (на все сегменты), например вертикальные пульсации, возникающие в камере рабочего колеса турбины и вызывающие вертикальные колебания ротора агрегата. Введение дополнительных упругих элементов в подпятники на гидравлической опоре целесообразно. В последних конструкциях подпятников на гидравлической опоре введены такие упругие элементы в виде тарельчатых опор между сегментами и головками опорных болтов. Кроме снижения жесткости они уменьшают деформацию сегментов, существенно повышая этим надежность работы подпятников. Одним из главных мероприятий, позволивших повысить надежность работы подпятника на гидравлической опоре агрегата Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС, явилось именно введение опорных тарелок между сегментами и опорными болтами.

При испытании подпятника агрегата Бухтарминской ГЭС, который был выполнен по старой схеме с непосредственным опиранием сегментов на головки опорных болтов (аналогично подпятнику, показанному на рис. 4-2), были проведены измерения толщины масляной пленки по площади сегмента, позволившие получить картину прогиба сегмента. На рис. 4-9 приведены профили толщины масляной пленки для этого подпятника в тангенциальном и радиальном направлениях. Видно, что при работе на холостом ходу (удельная нагрузка 2,2—2,3 МПа) профиль пленки практически прямолинеен, т. е. сегмент не имеет деформации. При работе под нагрузкой (удельная нагрузка 4,6—4,8 МПа) сегмент деформируется выпуклостью кверху. Происходит резкое уменьшение толщины масляной пленки в середине сегмента и возрастание ее по краям. Такая значительная деформация сегмента происходит потому, что в данной конструкции и силовая и температурная деформации

действуют в одном направлении, вызывая изгиб сегмента выпуклостью кверху. Надежность работы такого подпятника резко снижается, и при больших общих и удельных нагрузках на сегмент такая конструкция рекомендована быть не может.

Большой прогиб сегмента и выдавливание масляной пленки в центре особенно сильно снижают надежность работы подпятника при наличии пульсаций. Поскольку

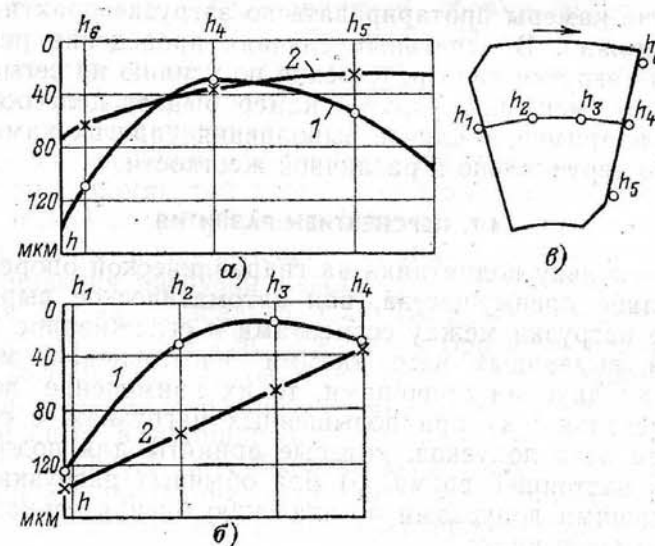


Рис. 4-9. Профили толщины масляной пленки в подпятнике на гидравлической опоре агрегата Бухтарминской ГЭС. а — радиальные профили; б — тангенциальные профили; 1 — под нагрузкой; 2 — на холостом ходу; в — размещение датчиков.

опорные тарелки в данной конструкции отсутствуют, а упругие камеры воспринимают только 70—80% пульсаций от неровностей зеркальной поверхности диска и других возмущений, то при наибольшей нагрузке на подпятник и наличии пульсаций происходит прорыв масляной пленки в середине сегмента, приводящий к подплавлению баббитовой поверхности, если вовремя не разгрузить агрегат. Такое начальное повреждение сегментов данного подпятника было отмечено при испытаниях; аварийного повреждения удалось избежать лишь благодаря чувствительному термоконтролю и своевременной нагрузке генератора (подробнее этот случай рассмотрен в гл. 11).

Введение опорных тарелок имеет еще одну положительную сторону — появляется возможность проводить регулировку нагрузки на сегменты подпятника непосредственно по усилию, протаривая опорные тарелки на прессе и используя один из известных методов контроля (индикаторный, тензометрический или пьезометрический), описанных в гл. 10. В подпятниках без опорных тарелок такой регулировки провести нельзя, так как упругие камеры протаривать по нагрузке практически невозможно. В отдельных случаях проведение регулировки нагрузки непосредственно по усилию на сегменты, а не по смещению упругих камер бывает целесообразным, например, в случае выполнения упругих камер не строго вертикально и различной жесткости.

#### 4-7. ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Поскольку подпятники на гидравлической опоре имеют такие преимущества, как автоматическое выравнивание нагрузки между сегментами и сглаживание пульсаций, вызванных неточностями изготовления, монтажа или другими причинами, то их применение весьма перспективно: а) при повышенных нагрузках, с сохранением всех допусков, которые приняты для подпятников в настоящее время; б) при обычных нагрузках, но с большими допусками по значению биения зеркальной поверхности диска.

Развитие подпятников на гидравлической опоре может идти прежде всего по линии совершенствования имеющихся конструкций. Учитывая накопленный опыт эксплуатации и данные испытаний подпятников на гидравлической опоре, это совершенствование, видимо, будет идти по линии уменьшения высоты упругих камер, т. е. увеличения их жесткости в горизонтальном направлении, и уменьшения толщины стенок, т. е. снижения жесткости в вертикальном направлении.

Определенные преимущества имеет вариант подпятника с непосредственным закреплением сегментов на упругих камерах без опирания их на сферу, как это сделано в упомянутой выше конструкции французской фирмы «Нейрпик». В этом случае наклон сегментов при работе происходит за счет эластичности упругих камер наклона и изгиба их.

Имеется предложение выполнять такой подпятник на гидравлической опоре с тонкими податливыми сегмен-

тами, закрепленными жестко на упругих камерах. При этом сегменты практически не имеют собственной жесткости и опираются на масло, находящееся в упругой камере, т. е. являются тонкими крышками упругих камер. При этом обеспечивается плотное прилегание рабочей поверхности сегментов к поверхности диска перед пуском за счет давления, развиваемого в упругих камерах, и создается благоприятная форма поверхности трения во всех режимах работы [Л. 34].

В конструкциях с жестким закреплением сегментов на упругих камерах затруднительным является предварительное выравнивание упругих камер по высоте, повышаются требования к точности изготовления их.

Кроме упомянутой конструкции подпятника на гидравлической опоре фирмы «Нейрпик» имеются и другие конструкции, использующие принцип автоматического выравнивания нагрузки между сегментами. Так, итальянская фирма «Ансальдо Сан-Джорджо» изготовила для гидроагрегатов ГЭС Джупиа в Бразилии подпятники, в которых сегменты опираются не на замкнутые упругие камеры, заполненные жидкостью, а на поршни, помещенные в цилиндрах, гидравлически соединенных между собой [Л. 56]. Выгода такой системы гидравлического выравнивания нагрузки между сегментами заключается в том, что отсутствует промежуточный элемент, который обладает определенной жесткостью (упругие камеры в нашей конструкции), а это исключает необходимость предварительной высотной регулировки сегментов. В данной конструкции нагрузка от сегментов передается непосредственно на жидкость, что обеспечивает полное выравнивание нагрузки. Подпятник выполнен на высокую общую нагрузку (23,0 МН) и чрезвычайно высокую нагрузку на один сегмент (3,00 МН). В такой конструкции требуется высокая точность изготовления деталей, чтобы избежать, с одной стороны, заклинивания поршней в цилиндрах, с другой — больших протечек масла. Поскольку последние все-таки неизбежны, к коллектору, соединяющему цилиндры, подключен насос высокого давления, который периодически подкачивает масло.

По заявлению фирмы такая конструкция обеспечивает полную равномерность распределения нагрузки между сегментами, высокую надежность работы во всех режимах (пуски, остановки, нагрузочные режимы) и



исключение влияния неточной сборки и неровностей на поверхностях трения.

При высоких общих нагрузках (свыше 35,0 МН), когда размеры подпятника выходят за допустимые пределы даже при больших удельных нагрузках, перспективной является конструкция подпятника на гидравлической опоре в двухъярусном исполнении (сдвоенного), предложенная заводом «Уралэлектротяжмаш» имени В. И. Ленина. Эта конструкция фактически состоит из двух подпятников, расположенных один над другим, с объединением их гидравлических систем соединительным трубопроводом. В этом случае распределение нагрузки происходит между сегментами обоих подпятников. Подпятники могут быть размещены непосредственно друг над другом или же один над ротором, другой под ним. В последнем случае генератор будет смешанного зонтично-подвесного типа.

Выполнение сдвоенного подпятника представляет определенные трудности с точки зрения изготовления и монтажа, однако дает путь к решению задачи по созданию подпятников на сверхвысокие нагрузки.

## Глава пятая

### ДВУХЯРУСНЫЕ ПОДПЯТНИКИ

#### 5-1. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

При создании подпятников на высокие общие нагрузки (10,0 МН и выше) возникают значительные трудности, преодоление которых требует поисков новых конструктивных решений. Трудности заключаются в том, что при сохранении удельной нагрузки на уровне 3,5—3,7 МПа (при которой надежно работает большое число подпятников) значительно увеличиваются размеры сегментов. Это крайне нежелательно, так как приводит к увеличению силовых и температурных деформаций сегментов, снижающих надежность подпятников. Большие сегменты, кроме того, неудобны в эксплуатации, особенно на генераторах зонтичного типа. Вместе с тем увеличение удельной нагрузки свыше 3,5—3,7 МПа также нежелательно, так как приводит к утяжелению условий работы подпятников и к снижению их надежности.

Одним из решений, позволивших преодолеть возникшие трудности и сохранить принятый уровень удельной нагрузки без увеличения размера сегментов, явилось двухрядное расположение сегментов. В двухрядном подпятнике (рис. 5-1) нагрузка через ступицу и диск передается на сегменты, расположенные в двух кольцевых рядах. Сегменты лежат на опорных тарелках, которые опираются на сферические поверхности опорных болтов, ввертываемых в балансир. Балансир лежит на цилиндрической опоре. Число сегментов наружного и внутреннего рядов одинаково. Сегменты попарно связаны балансиром. Нагрузка между наружным и внутренним сегментами распределяется автоматически по закону двустороннего рычага (рычага первого рода).

Регулировка нагрузки на пары сегментов осуществляется изменением высотного положения опорных болтов наружных сегментов (их ввертыванием или вывертыванием). Изменения высотного положения внутренних болтов в процессе эксплуатации не производится. Лишь при монтаже осуществляется установка их высотного положения, близкого к высотному положению наружных болтов.

Поскольку число наружных и внутренних сегментов одинаково, а расположены они на различном удалении от оси вращения, их размеры в плане различны (рис. 5-1). Различны и площади рабочей поверхности наружных и внутренних сегментов. Площадь наружных сегментов больше площади внутренних. Так, для подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина площадь наружных сегментов больше площади внутренних в 1,42 раза, для Новосибирской, Каховской и Горьковской ГЭС в 1,14 раза. Двухрядные подпятники рассчитываются, исходя из того, что удельная нагрузка на наружные и внутренние сегменты одинакова. Поэтому полная нагрузка на наружный сегмент получается больше, чем на внутренний.

На рис. 5-2 представлена схема нагружения сегментов двухрядного подпятника весом ротора (на неработающем агрегате), когда нагрузка распределяется равномерно по всей площади сегментов. Условие равенства моментов сил, действующих на сегменты, записывается в следующем виде:

$$P_n l_n = P_v l_v \quad (5-1)$$



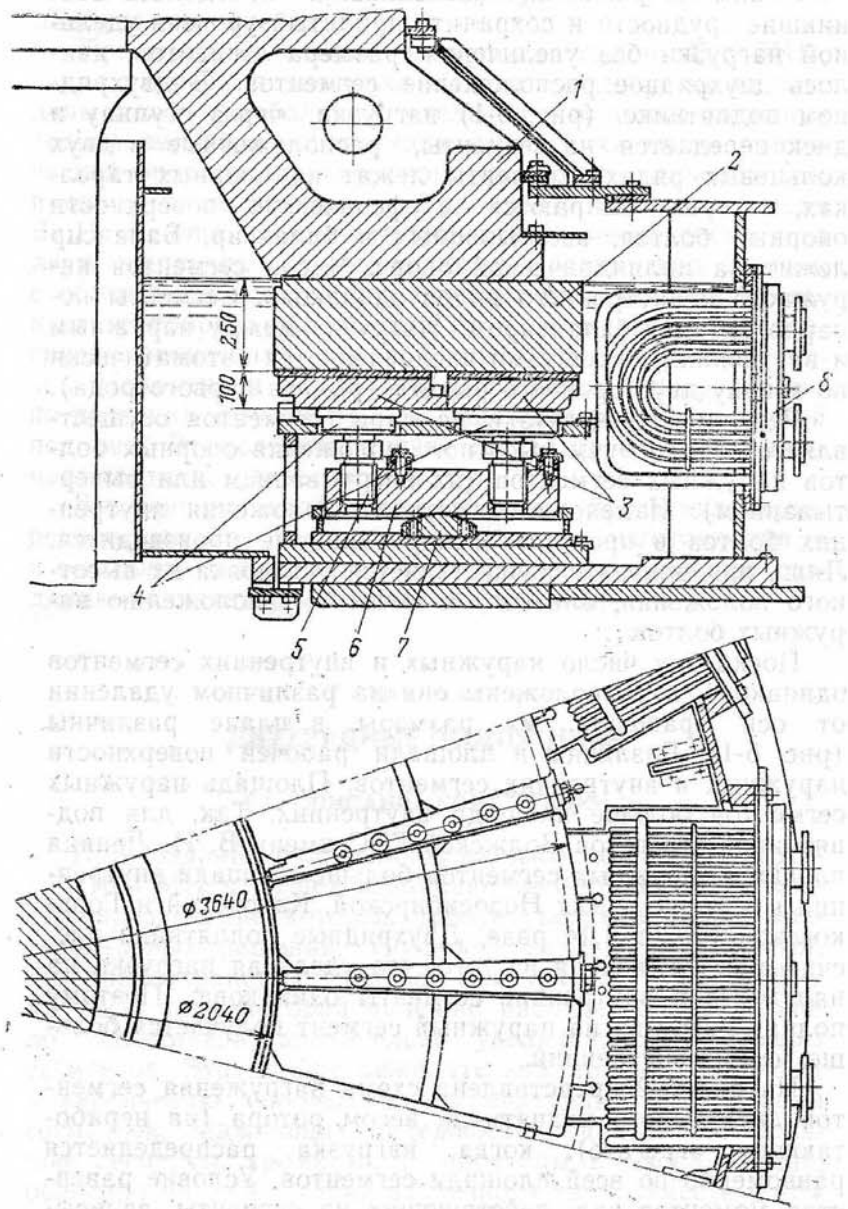


Рис. 5-1. Двухрядный подпятник на нагрузку 20 МН.

1 — ступица; 2 — диск; 3 — сегменты; 4 — опорные тарелки; 5 — опорные болты; 6 — балансир; 7 — цилиндрическая опора; 8 — маслоохладитель.

или

$$p\omega_H l_H = p\omega_B l_B, \quad (5-2)$$

где  $P_H$  и  $P_B$  — нагрузка на наружный и внутренний сегменты, Н;  $p$  — удельная нагрузка на рабочую поверхность сегментов, Па;  $\omega_H$  и  $\omega_B$  — площадь рабочей поверхности наружного и внутреннего сегментов, м<sup>2</sup>;  $l_H$  и  $l_B$  — длина плеч рычага наружного и внутреннего сегмента, м.

Отсюда следует

$$P_H/P_B = l_B/l_H, \quad (5-3)$$

т. е. отношение нагрузки наружного и внутреннего сегментов обратно пропорционально отношению соответствующих плеч балансира, или

$$\omega_H/\omega_B = l_B/l_H, \quad (5-4)$$

т. е. отношение площадей наружного и внутреннего сегментов обратно пропорционально отношению соответствующих плеч балансира.

При строгом соблюдении в конструкции подпятника правильного соотношения плеч балансира и площадей наружного и внутреннего сегментов, т. е. выполнении равенства (5-4), удельная нагрузка на наружный и внутренний сегменты оказывается одинаковой, а общая нагрузка на них прямо пропорциональна рабочим поверхностям сегментов и обратно пропорциональна плечам балансира.

В Советском Союзе выполнены и установлены на агрегатах различных ГЭС более 50 двухрядных подпятников (табл. 5-1). Они работают при общих нагрузках от 13,0 до 29,0 МН и удельных нагрузках от 3,3 до 5,8 МПа. Средняя окружная

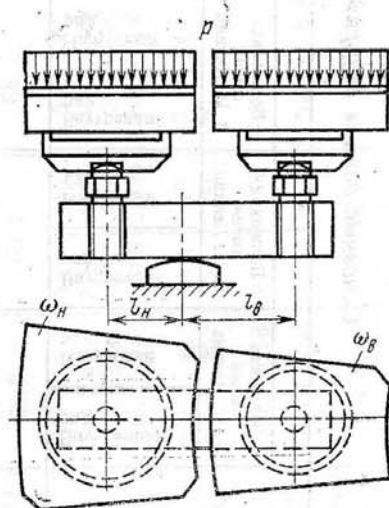


Рис. 5-2. Схема нагружения сегментов двухрядного подпятника.  $p$  — равномерно распределенная по площади сегментов нагрузка;  $l_H$  и  $l_B$  — длины плеч балансира со стороны наружного и внутреннего сегментов;  $\omega_H$  и  $\omega_B$  — площади наружного и внутреннего сегментов.

Основные данные двухрядных подпятников

Параметр	Гидроэлектростанция											
	Волжская имени В. И. Ленина		Волжская имени В. И. Ленина		Волжская имени В. И. Ленина		Новосибирская***		Иркутская		Верхнесви́рская	
	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд
Расчетная общая нагрузка, МН . . . . .	34,0	34,0	34,0	34,0	34,0	20,0	20,0	20,0	20,0	15,0	15,0	15,0
Действительная общая нагрузка*, МН . . . . .	29,0	29,0	29,0	29,0	29,0	17,3	17,3	—	—	13,0	13,0	13,0
Удельная нагрузка расчетная, МПа . . . . .	4,05	5,05	5,05	5,05	5,05	3,8	3,8	3,8	3,8	4,47	4,47	6,62
Удельная нагрузка действительная**, МПа . . . . .	3,45	4,3	4,3	4,3	4,3	3,3	3,3	—	—	3,87	3,87	5,8
Число сегментов . . . . .	20	16	16	16	16	24	24	24	24	24	24	16
Расчетная нагрузка на сегмент, МН . . . . .	0,71	0,99	0,88	1,23	1,01	1,42	0,39	0,445	0,39	0,445	0,295	0,331
Действительная нагрузка на сегмент*, МН . . . . .	0,61	0,85	0,76	1,06	0,86	1,22	0,337	0,386	—	—	0,255	0,287
											0,375	0,425

Продолжение таб. л. 5-1

Параметр	Гидроэлектростанция											
	Волжская имени В. И. Ленина		Волжская имени В. И. Ленина		Волжская имени В. И. Ленина		Новосибирская***		Иркутская		Верхнесви́рская	
	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд	Внутренний ряд	Наружный ряд
Вес вращающихся частей агрегата, МН	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	7,8	7,8	9,0	9,0	7,5	7,5	7,5
Частота вращения, об/мин . . . . .	68,2	68,2	68,2	68,2	68,2	62,5	62,5	83,3	83,3	68,2	68,2	68,2
Средняя окружная скорость, м/с . . . . .	9,6	13,6	9,6	13,6	9,6	8,0	10,8	10,7	14,4	7,8	10,2	10,2
Наружный диаметр, м	3,20	4,29	3,20	4,29	3,20	2,86	3,64	2,86	3,64	2,505	3,15	3,15
Внутренний диаметр, м	2,21	3,30	2,21	3,30	2,21	2,04	2,94	2,04	2,94	1,845	2,60	2,60
Средний диаметр, м	2,705	3,795	2,705	3,795	2,705	2,46	3,29	2,45	3,29	2,175	2,875	2,875
Средняя длина сегмента**, см . . . . .	35,4	49	35,4	49	35,4	25,2	34,0	25,2	34,0	20,0	27,0	27,1
Ширина сегмента, см . . . . .	50	50	50	50	50	41	35	41	35	33	33	33
Отношение длины к ширине . . . . .	0,71	0,98	0,71	0,98	0,71	0,98	0,97	0,615	0,97	0,61	0,98	0,98
Поверхность трения сегмента**, см <sup>2</sup> . . . . .	1760	2430	1760	2430	1760	1025	1176	1025	1176	660	742	742
Общая поверхность трения, см <sup>2</sup> . . . . .	83800	67200	67200	58500	58500	52830	52830	52830	52830	33600	22400	22400

\* По результатам замеров с пересчетом на наибольший напор ГЭС.

\*\* Определена за вычетом 5 мм на маслянистый скос.

\*\*\* Такие же подпятники установлены на Кременугской, Каховской, Горьковской ГЭС.

скорость на внутреннем ряде сегментов составляет 7,8—9,6, а на наружном 10,2—14,4 м/с. Наибольшее число двухрядных подпятников выполнено на нагрузку 20,0 МН. Все эти подпятники имеют одинаковые параметры (24 пары сегментов, наибольший диаметр диска 3,7 м и т. д.) и достаточно надежно работают на агрегатах ряда ГЭС.

На подпятнике агрегатов некоторых ГЭС установлено неполное число пар сегментов. Так, на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина большая часть подпятников работает с 16 парами сегментов вместо 20 пар, а один — с 14 парами сегментов. Соответственно на последнем нагрузке на один сегмент и средняя удельная нагрузка возросли в 1,43 раза и составляют: на наружный сегмент 1,22, на внутренний сегмент 0,86 МН, а средняя удельная нагрузка на сегменты 5,0 МПа. Безаварийная работа этого подпятника при таких весьма высоких нагрузках в течение длительного периода эксплуатации свидетельствует о надежности агрегатов данной конструкции.

Двухрядный подпятник, установленный на одном из агрегатов Верхнесвирской ГЭС, длительное время (более 15 лет) работал с 16 парами сегментов вместо предусмотренных 24. При этом средняя удельная нагрузка на сегменты составляла 5,8 МПа. В процессе испытаний этого подпятника, проводившихся заводом [Л. 39], удалялось до половины всех сегментов. При этом действительная удельная нагрузка на сегменты доходила до 8,0 МПа, а удельная нагрузка при пуске составила около 5,0 МПа (удельная нагрузка только от веса вращающихся частей в этом случае составляла 4,4 МПа). Приведенные данные свидетельствуют о больших запасах надежности двухрядной конструкции подпятника при его доброкачественном изготовлении, монтаже и эксплуатации.

Одной из особенностей двухрядных подпятников является повышенная эластичность их опорной системы. Это связано с тем, что элементами, способствующими сглаживанию пульсаций от неровностей на зеркальной поверхности диска и выравниванию нагрузки между сегментами, являются не только опорные тарелки, но и балансиры. При сравнении зависимости между неровностью зеркальной поверхности диска и пульсацией усилий на сегментах двухрядного подпятника агрегата

Волжской ГЭС имени В. И. Ленина [Л. 11] с аналогичной зависимостью для однорядного подпятника агрегата Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС установлено, что одна и та же неровность зеркальной поверхности диска вызывает в 2 раза меньшую пульсацию усилий на сегментах двухрядного подпятника. Подробнее об этом см. в гл. 8.

Наряду с меньшей пульсацией усилий на сегментах двухрядных подпятников, отмечается и меньшая пульсация толщины масляной пленки по сравнению с однорядными подпятниками. Поэтому при одинаковых условиях работы и одинаковых требованиях к изготовлению, монтажу и эксплуатации, двухрядные подпятники предпочтительнее однорядных.

## 5-2. УСЛОВИЯ РАБОТЫ СЕГМЕНТОВ

Для двухрядных подпятников характерно существенное различие условий работы наружных и внутренних сегментов. Это вызывается прежде всего различной конфигурацией наружных и внутренних сегментов. Из табл. 5-1 видно, что если для наружных сегментов отношение длины к ширине близко к 1, то для внутренних сегментов оно составляет 0,6—0,7, т. е. внутренние сегменты вытянуты в радиальном направлении (см. рис. 5-1).

Вследствие большего расстояния от оси вращения наружные сегменты работают при окружных скоростях в 1,3—1,4 раза более высоких, чем внутренние сегменты, и при одинаковых удельных нагрузках потери трения на них больше. Кроме того, условия охлаждения их хуже, так как они располагаются дальше от источников холодного масла. Соответственно температура, толщина масляной пленки, деформация и другие показатели работы наружных и внутренних сегментов значительно отличаются.

### а) Температурный режим сегментов

На всех эксплуатируемых двухрядных подпятниках температура наружных сегментов выше, чем внутренних. Эта разница тем больше, чем сильнее отличаются окружные скорости наружных и внутренних сегментов. Так, для подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина при разнице окружных скоростей 4 м/с



разность максимальной температуры наружных и внутренних сегментов составляет  $10^{\circ}\text{C}$ , а для Новосибирской ГЭС при разнице окружных скоростей  $2,8 \text{ м/с}$   $6^{\circ}\text{C}$ . На рис. 5-3 приведены температурные поля сегментов, полученные с помощью термолар при натурных испытаниях агрегатов [Л. 15, 46].

Наличие кольцевого канала между внутренним и наружным рядами сегментов ухудшает условия охлаж-

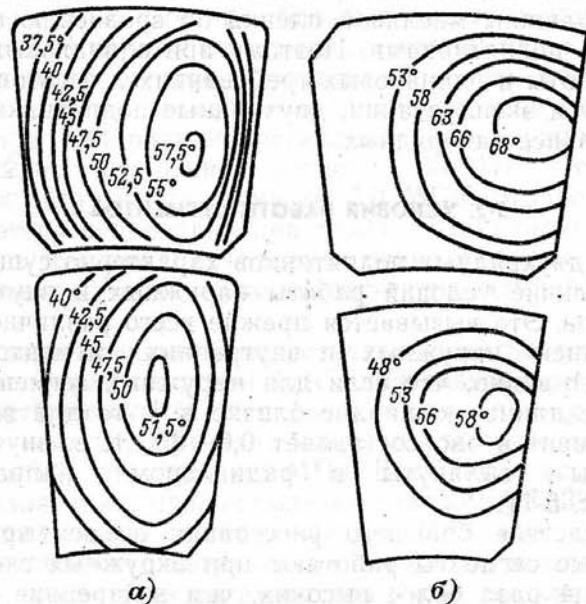


Рис. 5-3. Температурные поля сегментов двухрядных подпятников.  
а — Новосибирская ГЭС; б — Волжская ГЭС имени В. И. Ленина.

дения наружных сегментов. Модельными испытаниями в Институте машиноведения и практикой эксплуатации было установлено, что в этом кольцевом канале образуется интенсивный вращающийся поток масла, препятствующий прохождению холодного масла в радиальном направлении от внутренней части маслованны к наружной. Кольцевой канал был перекрыт уголками, что улучшило условия циркуляции масла в радиальном направлении [Л. 50]. Однако следует признать это мероприятие недостаточным, так как верхняя часть кольцевого канала на расстоянии 6—10 мм от зеркальной поверхности диска, остается не перекрытой и соответст-

венно сохраняется часть вращающегося кольцевого потока вблизи зеркальной поверхности диска. А именно эта верхняя часть кольцевого потока препятствует прохождению холодного масла по радиальным межсегментным каналам вблизи зеркальной поверхности диска и ухудшает смывание пленки горячего масла с наружных сегментов. Вращающимся диском эта пленка переносится с сегмента на сегмент. В результате увеличивается нагрев наружных сегментов и наружной части диска.

Для улучшения охлаждения наружных сегментов в первоначальной конструкции двухрядных подпятников в диске были предусмотрены радиальные каналы для подачи холодного масла из внутренней части маслованны к наружным сегментам. В подпятниках первых агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина и некоторых других ГЭС имелись такие каналы. Их входные отверстия располагались на внутренней цилиндрической поверхности диска, а выходные — на зеркальной поверхности диска между внутренними и наружными

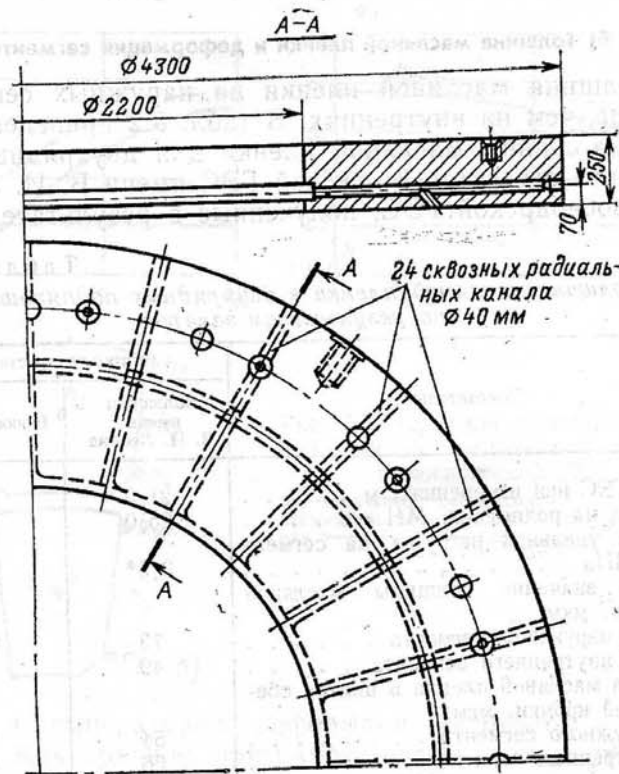


Рис. 5.4. Диск подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина.

сегментами (рис. 5-4). Однако в процессе эксплуатации первых агрегатов с двухрядными подпятниками эти отверстия были заглушены и в дальнейшем не использовались. В последующих двухрядных подпятниках радиальные сверления в диске не делались. Сравнительных данных о температуре подпятника с подачей масла к наружным сегментам по радиальным сверлениям в диске и без них нет. Поэтому вопрос о целесообразности использования этих отверстий в первоначальном виде остается неясным.

Поскольку отверстия в диске выполнены сквозными от внутренней до наружной части диска (отверстия на наружной цилиндрической поверхности диска были заглушены сразу после сверловки на заводе), то целесообразно использовать их для охлаждения диска, убрав заглушки из отверстий на внешней стороне диска. При вращении диска масло будет подаваться по отверстиям из внутренней части ванны в наружную, как центробежным насосом. Проходя через диск вблизи его рабочей поверхности (для подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина на расстоянии 50 мм от зеркальной поверхности, см. рис. 5-4), масло будет интенсивно отводить тепло от диска, облегчая тем самым условия работы подпятника. В зарубежных конструкциях подпятников иногда делают сверления в диске для его охлаждения при работе.

#### б) Толщина масляной пленки и деформации сегментов

Толщина масляной пленки на наружных сегментах больше, чем на внутренних. В табл. 5-2 приведены значения толщины масляной пленки для двухрядных подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина и Новосибирской ГЭС, полученные в результате натур-

Таблица 5-2  
Толщина масляной пленки в двухрядных подпятниках по результатам замеров

Показатель	Гидроэлектростанция	
	Волжская имени В. И. Ленина	Новосибирская
Напор ГЭС при измерениях, м . . . . .	21,3	14,3
Нагрузка на подпятник, МН . . . . .	25,0	13,6
Средняя удельная нагрузка на сегменты, МПа . . . . .	3,5*	2,75
Среднее значение толщины масляной пленки, мкм:		
для наружного сегмента . . . . .	73	100
для внутреннего сегмента . . . . .	49	85
Толщина масляной пленки в центре сбегающей кромки, мкм:		
наружного сегмента . . . . .	54	73
внутреннего сегмента . . . . .	36	45

\* В подпятнике было 18 пар сегментов уменьшенной площади (вырублена полоса баббита для увеличения эксцентриситета).

ных исследований ОРГРЭС. Значение толщины масляной пленки на наружных сегментах в 1,5 раза больше, чем на внутренних, что объясняется в основном большими окружными скоростями на них.

Толщина масляной пленки в различных точках рабочей поверхности сегментов различна вследствие си-

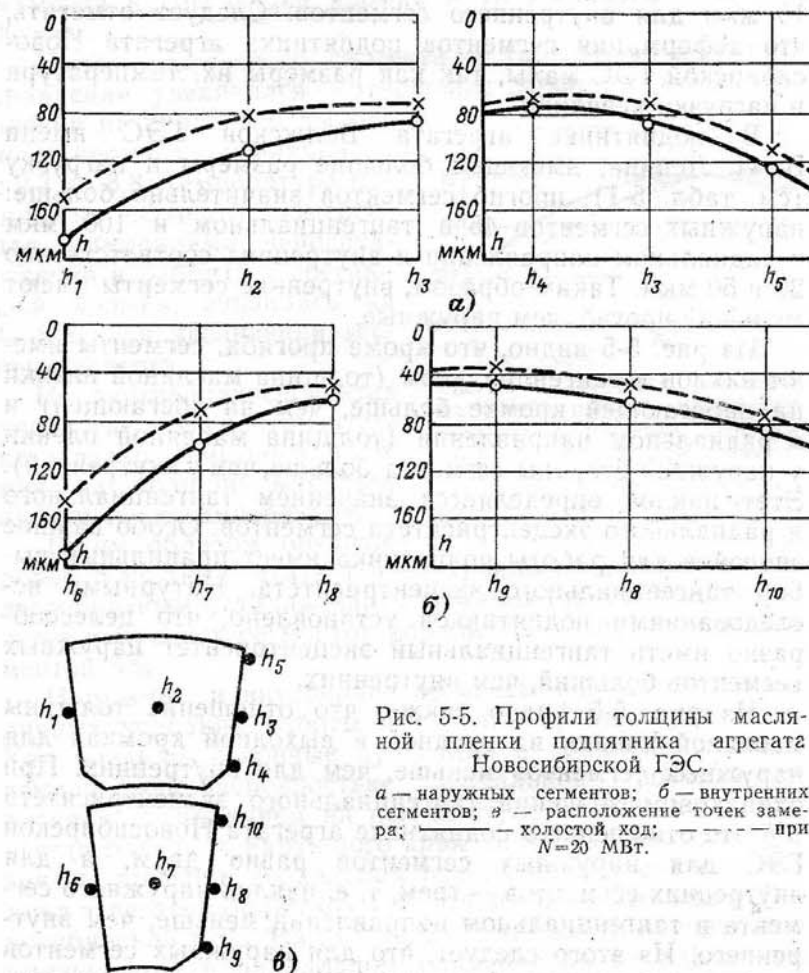


Рис. 5-5. Профили толщины масляной пленки подпятника агрегата Новосибирской ГЭС.

а — наружных сегментов; б — внутренних сегментов; в — холостой ход; г — при  $N=20$  МВт.

ловой и температурной деформации сегментов и их наклона. Как правило, при работе агрегата сегменты имеют прогиб выпуклостью кверху. Наружные сегменты обычно имеют больший прогиб, чем внутренние. На рис. 5-5 представлены профили толщины масляной плен-

ки на сегментах подпятника агрегата Новосибирской ГЭС. Из графиков видно, что прогиб наружных и внутренних сегментов в тангенциальном направлении (по средней линии) примерно одинаков и составляет 20—25 мкм. Прогиб в радиальном направлении по замерам у сбегающей кромки составляет 30 для наружного и 15 мкм для внутренних сегментов. Следует отметить, что деформация сегментов подпятника агрегата Новосибирской ГЭС малы, так как размеры их, температура и нагрузки невелики.

В подпятнике агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина, имеющем большие размеры и нагрузку (см. табл. 5-1), прогиб сегментов значительно больше: наружных сегментов 45 в тангенциальном и 100 мкм в радиальном направлении и внутренних соответственно 20 и 50 мкм. Таким образом, внутренние сегменты имеют меньший прогиб, чем наружные.

Из рис. 5-5 видно, что кроме прогиба, сегменты имеют наклон в тангенциальном (толщина масляной пленки на набегающей кромке больше, чем на сбегающей) и в радиальном направлении (толщина масляной пленки у наружной стороны сегмента больше, чем у внутренней). Этот наклон определяется значением тангенциального и радиального эксцентриситета сегментов. Особо важное значение для работы подпятника имеет правильный выбор тангенциального эксцентриситета. Натурными исследованиями подпятников установлено, что целесообразно иметь тангенциальный эксцентриситет наружных сегментов больший, чем внутренних.

Из рис. 5-5 видно также, что отношение толщины масляной пленки на входной и выходной кромках для наружных сегментов меньше, чем для внутренних. При одинаковом значении тангенциального эксцентриситета 5% это отношение в подпятнике агрегата Новосибирской ГЭС для наружных сегментов равно двум, а для внутренних сегментов — трем, т. е. наклон наружного сегмента в тангенциальном направлении меньше, чем внутреннего. Из этого следует, что для наружных сегментов требуется установка большего тангенциального эксцентриситета, чем для внутренних.

На Волжской ГЭС имени В. И. Ленина была проведена работа подпятника при эксцентриситете сегментов 5 и 8%. Для наружного сегмента увеличение эксцентриситета с 5 до 8% дало положительный эффект: толщина

масляной пленки увеличилась на набегающей кромке и в центре сегмента, и уменьшилась на сбегающей кромке (рис. 5-6). В среднем толщина масляной пленки осталась неизменной. Уменьшился прогиб сегмента в тангенциальном направлении, а минимальное значение толщины масляной пленки сместилось из средней части сегмента к сбегающей кромке и уменьшилось с 41 до 36 мкм.

Наклон наружного сегмента в тангенциальном направлении увеличился — отношение толщины масляной пленки на входной и выходной кромках увеличилось с 2,3 до 3,8. Температура наружного сегмента, измеренная термодатчиками непосредственно в баббите у сбегающей кромки, снизилась на 4—5°C при увеличении эксцентриситета.

На внутренних сегментах увеличение эксцентриситета не оказало заметного влияния на толщину масляной пленки и их температуру.

Таким образом ориентировочно можно считать для двухрядных подпятников целесообразным устанавливать тангенциальный эксцентриситет наружных сегментов порядка 8, а внутренних сегментов 5%.

Наружные и внутренние сегменты находятся в различных условиях работы и с точки зрения пульсаций. Как правило, основные пульсации в подпятнике вызваны макронеровностью зеркальной поверхности диска, т. е. наличием на нем выступов и впадин, а они всегда больше у наружного края диска. На рис. 5-7 приведены профили зеркальной поверхности диска подпятника агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина и Новосибирской ГЭС. Из них видно, что размер неровностей уменьшается в радиальном направлении от наружного края к внутреннему при сохранении формы. У наружного края неровности в 2—4 раза больше, чем у внутреннего. Соответственно на наружных сегментах больше пульсации усилий и толщины масляной пленки (табл. 5-3).

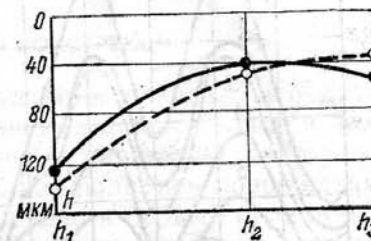


Рис. 5-6. Профили толщины масляной пленки наружного сегмента подпятника агрегата № 9 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина.  
— ε=5%; — — — ε=8%.



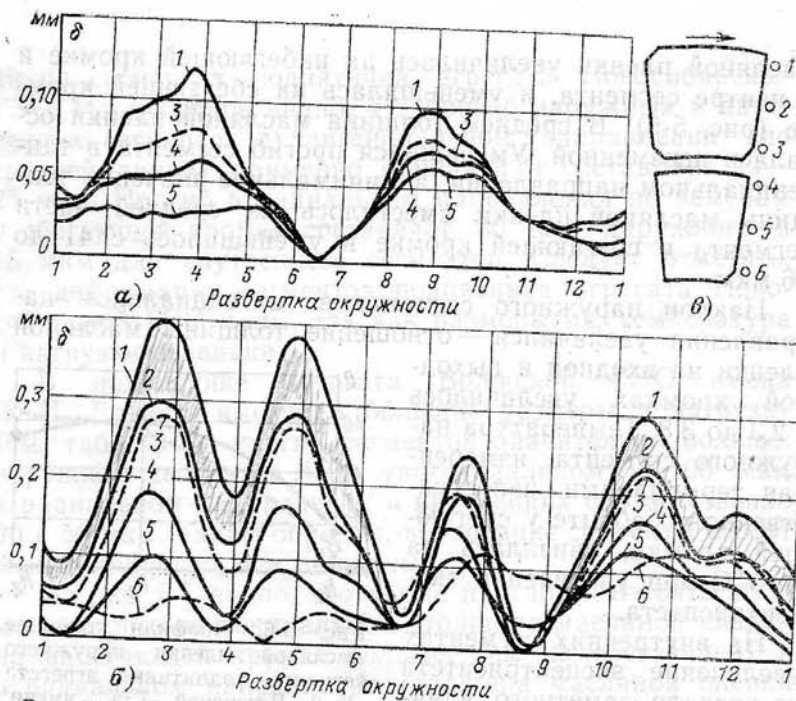


Рис. 5-7. Профили зеркальной поверхности дисков подпятников.  
а — агрегат № 7 Новосибирской ГЭС; б — агрегат № 9 Волжской ГЭС имени  
В. И. Ленина; в — расположение точек замера; 1-6 — точки замера.

Таблица 5-3

Пульсации в двухрядных подпятниках при работе  
агрегатов под нагрузкой

Параметр	Гидроэлектростанция и номер агрегата	
	Волжская имени В. И. Ленина; агрегат № 20	Новосибирская; агрегат № 5
Биеение зеркальной поверхности диска, мм:		
наружного края . . . . .	0,15	0,06
внутреннего края . . . . .	0,09	0,04
Пульсация усилий, кН:		
на наружных сегментах . . . . .	70	17
на внутренних сегментах . . . . .	40	13
Пульсация толщины масляной пленки, мкм:		
на наружных сегментах . . . . .	30/13	10/7
на внутренних сегментах . . . . .	—/6	8/5

Примечание. В числителе набегающая кромка, в знаменателе сбегающая.

Различие условий работы наружных и внутренних сегментов сказывается и на характере повреждений при авариях подпятников. Как правило, при пусках агрегата повреждаются внутренние сегменты; при работе агрегата под нагрузкой повреждаются наружные сегменты. Вызвано это тем, что при пусках в более тяжелых условиях оказываются внутренние сегменты из-за меньших окружных скоростей, а при работе под нагрузкой — наружные сегменты, из-за большей температуры, большей деформации и больших пульсаций усилий на них.

### 5-3. НЕДОСТАТКИ КОНСТРУКЦИИ

Многолетний опыт эксплуатации показал, что двухрядная конструкция подпятников в целом является жизнестойкой, способной обеспечить надежную работу агрегата. Однако на ряде ГЭС наблюдались повреждения двухрядных подпятников, особенно в первый период эксплуатации. К числу главных причин, затрудняющих работу двухрядных подпятников и связанных с особенностями двухрядной конструкции, относятся значительные температурные деформации сегментов и неравномерное распределение нагрузки между ними, а также поломки внутренних упоров, ограничивающих радиальный сдвиг сегментов в сторону вала.

#### а) Температурные деформации сегментов

Как говорилось в начале главы, основная задача заключалась в уменьшении размеров сегментов при сохранении умеренных значений удельных нагрузок на сегменты. Можно считать, что эта задача была успешно решена созданием двухрядных подпятников, рассчитанных на нагрузку 20,0 МН и среднюю удельную нагрузку 3,7 МПа. Подпятники этой серии достаточно надежно работают на ряде ГЭС (Новосибирской, Горьковской, Каховской и др.).

Однако при работе более крупных двухрядных подпятников, установленных на агрегатах Волжской ГЭС имени В. И. Ленина, возникли значительные затруднения. Это объясняется в основном тем, что преимущества двухрядных подпятников, достигнутые за счет малых размеров сегментов, были на этой ГЭС утеряны. Размеры сегментов подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина весьма значительны. Так, наружные

сегменты этих подпятников по размерам больше сегментов однорядных подпятников агрегатов Днепродзержинской ГЭС и практически равны сегментам подпятников агрегатов Братской ГЭС (рис. 5-8). А поскольку на двухрядных подпятниках сегменты выполнены однослойными (толстыми), а не разрезными, их температурные деформации весьма велики, что резко снижает надежность работы подпятника. Поэтому размеры сегментов,

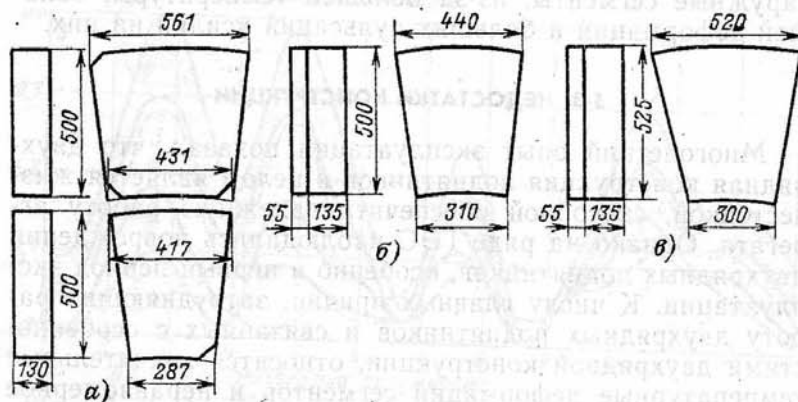


Рис. 5-8. Сегменты подпятников агрегатов.  
а — Волжской ГЭС имени В. И. Ленина; б — Днепродзержинской ГЭС; в — Братской ГЭС.

принятые для двухрядных подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина, следует считать предельными при существующей конструкции подпятников.

Проведенные натурные исследования показали, что температурная деформация является одной из главных причин, серьезно затрудняющих работу подпятников, имеющих крупные однослойные сегменты. Повышения надежности работы двухрядных подпятников можно достичь переходом на разрезные двухслойные сегменты, как это сделано в однорядных подпятниках, что значительно снизит температурные деформации.

Как было показано выше, наибольшая замеренная деформация сегментов подпятника агрегата Новосибирской ГЭС составила всего 30 мкм, что объясняется небольшими размерами сегментов, невысокой нагрузкой и температурой. Для подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина деформация получена втрое боль-

шей (100 мкм). Приведенные значения деформации сегментов получены непосредственными замерами у сбегающей кромки в радиальном направлении. Наибольшие значения изгиба наружных сегментов в направлении по диагонали вдвое больше, т. е. около 60 мкм на Новосибирской ГЭС и 200 мкм на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина.

Изгиб сегментов выпуклостью кверху может быть оценен и по замерам температуры на рабочей и тыльной поверхности сегментов, т. е. по температурному перепаду по толщине сегментов. При исследованиях подпятников агрегатов Новосибирской ГЭС и Волжской ГЭС имени В. И. Ленина такие замеры проводились. Средний перепад температуры по толщине наружных сегментов составил: для Новосибирской ГЭС 7°C, для Волжской ГЭС имени В. И. Ленина 13°C.

Изгиб сегментов определяется по формуле

$$\Delta l = \frac{\alpha \Delta T}{8h} (l^2 + b^2), \quad (5-5)$$

где  $\alpha$  — температурный коэффициент линейного расширения стали ( $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$ );  $\Delta T$  — перепад температуры по толщине сегмента;  $h$  — толщина сегмента;  $l$  и  $b$  — длина и ширина сегмента.

Подсчитанные по этой формуле значения изгибов наружных сегментов составили для Новосибирской ГЭС 51 мкм, а для Волжской ГЭС имени В. И. Ленина 144 мкм. Они несколько меньше непосредственно замеренных, так как формулой (5-5) не учитывается нелинейность перепада температуры по толщине сегмента, а также различие материалов (баббит и сталь), вызывающих дополнительный изгиб от общего нагрева в связи с большой разницей температурных коэффициентов линейного расширения баббита и стали.

Однако значения изгиба и отношения изгибов различных сегментов получаются вполне удовлетворительными: и по замерам и по расчету изгиб сегментов подпятников Новосибирской ГЭС в 3 раза меньше, чем сегментов подпятников Волжской ГЭС имени В. И. Ленина.

Температурные деформации сегментов, приводящие к их изгибу выпуклостью кверху и резкому уменьшению толщины масляной пленки в центре сегмента, значительно ухудшают работу подпятника во всех режимах работы агрегата. Наибольшие затруднения возникают при

«холодных» пусках. Температурный перепад по толщине сегментов и их деформация получаются наибольшими в первые минуты после таких пусков. Поэтому для подпятников, оборудованных однослойными сегментами (а значит для всех двухрядных подпятников), пуски агрегатов при температуре сегментов и масла меньше 20°C являются наиболее тяжелыми.

Так, на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина на двух агрегатах были повреждения подпятников из-за пусков на переохлажденном масле в зимнее время. В одном случае был произведен пуск агрегата после длительной стоянки при температуре масла в ванне подпятника около 10°C. Агрегат проработал 2 ч на холостом ходу, затем был включен в сеть и нагружен. Через час после набора нагрузки произошло подплавление сегментов. Температура масла в ванне подпятника непосредственно перед повреждением была всего 15°C. Подплавившись наружные и внутренние сегменты в средней части. На другом агрегате произошло повреждение подпятника сразу после пуска при наборе нагрузки. Температура масла в ванне подпятника при этом была 12°C. Подплавившись внутренние сегменты в средней части.

После этих повреждений на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина были запрещены пуски агрегатов при температуре масла в ванне подпятника ниже 15—18°C, а нагружение агрегатов было решено производить только после прогрева масла до 25—30°C (путем работы на холостом ходу с отключенными маслоохладителями). На Новосибирской ГЭС также отмечено одно повреждение подпятника после пуска на холодном масле (13°C).

Подпятники с двухслойными разрезными сегментами, имеющими значительно меньшую температурную деформацию, допускают пуски на холодном масле. Так, на Плявиньской ГЭС в период монтажа, когда еще не было закончено здание ГЭС, производились пуски при температуре масла в ванне подпятника около 5°C.

Повреждений сегментов это не вызывало.

#### б) Нарушение соотношения нагрузки наружных и внутренних сегментов

При эксплуатации двухрядных подпятников исходят из определенного соотношения нагрузок наружного и внутреннего сегментов каждой пары, что обеспечивает одинаковую удельную нагрузку на них. Однако проведенные исследования показали, что это отношение может значительно отличаться от расчетного. Так, для агрегата № 20 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина получено, что отношение нагрузки наружного и внутреннего сегментов для разных пар колеблется от 1,21 до 1,97 на остановленном и от 1,25 до 2,29 на работающем агре-

7\*

Таблица 5-4

Нагрузка на сегменты подпятника агрегата № 20 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина

Показатель	Номер пары сегментов															
	1	2	4	5	6	7	9	10	11	12	14	15	16	17	19	20
А агрегат остановлен																
Нагрузка на сегменты, МН:																
на наружные . . . . .	0,455	0,427	0,41	—	0,605	0,55	—	0,51	0,432	0,428	0,54	0,422	0,465	0,428	0,422	0,65
на внутренние . . . . .	0,25	0,29	0,33	0,22	0,33	0,35	0,23	0,26	0,25	0,26	0,33	0,335	0,26	0,24	0,35	0,39
Отношение нагрузки наружно-го и внутреннего сегментов	1,82	1,48	1,25	—	1,83	1,57	—	1,97	1,73	1,65	1,64	1,26	1,79	1,78	1,21	1,67
N = 80 МВт																
Нагрузка на сегменты, МН:																
на наружные . . . . .	0,855	0,75	0,92	—	1,00	1,06	—	0,94	0,75	0,78	0,865	0,775	0,91	0,91	0,845	1,13
на внутренние . . . . .	0,42	0,475	0,66	0,40	0,62	0,575	0,405	0,41	0,415	0,495	0,585	0,575	0,545	0,495	0,675	0,61
Отношение нагрузки наружно-го и внутреннего сегментов	2,04	1,58	1,39	—	1,61	1,84	—	2,29	1,81	1,58	1,48	1,36	1,67	1,84	1,25	1,85

Примечание. Пары сегментов № 3, 8, 13 и 18 в подпятнике отсутствуют.



гате при расчетном отношении 1,42 (табл. 5-4). Это приводит к тому, что удельная нагрузка на наружных и внутренних сегментах оказывается неодинаковой даже при идеальной регулировке нагрузки.

Указанное отличие отношения нагрузок наружного и внутреннего сегментов от расчетного может быть объяснено неправильным соотношением длин плеч балансира или неправильным соотношением площадей наружного и внутреннего сегментов.

Запишем (5-2) в следующем виде:

$$p_n \omega_n l_n = p_v \omega_v l_v \quad (5-6)$$

или

$$p_n = p_v \frac{\omega_v}{\omega_n} \frac{l_v}{l_n}, \quad (5-7)$$

где  $p_n$  и  $p_v$  — удельная нагрузка на наружном и внутреннем сегментах.

Из (5-7) следует, что  $p_n = p_v$  при условии

$$\frac{\omega_v}{\omega_n} \frac{l_v}{l_n} = 1; \quad \frac{\omega_v}{\omega_n} = \frac{l_n}{l_v}. \quad (5-8)$$

Равенство (5-8) может быть нарушено как за счет изменения соотношения площадей, так и за счет изменения длин плеч балансира.

Изменение отношения длин плеч балансира по сравнению с расчетным может произойти в результате неточностей изготовления, монтажа, а также в процессе эксплуатации, в результате смятия цилиндрической поверхности опоры балансира. При смещении линии опоры балансира подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина всего на 20 мм, т. е. на 3,5% рабочей длины балансира, отношение длин плеч, а соответственно и отношение нагрузки наружного и внутреннего сегментов отклонится от расчетного значения 1,42 до 1,22 или 1,65, в зависимости от того, в какую сторону произошло смещение. При этом при расчетном значении площадей сегментов отношение удельных нагрузок на наружном и внутреннем сегментах в соответствии с уравнением (5-6) становится равным для данной пары 0,86 или 1,16.

Как видно из формулы (5-7), отношение площадей внутреннего и наружного сегментов также влияет на отношение удельных нагрузок на сегменты. Однако это влияние обычно меньше влияния изменения длин плеч

балансира. На агрегате № 4 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина был проведен обмер сегментов после ряда замен сегментов и снятия полос баббита при исправлении эксцентриситета. По результатам этих обмеров отношение площадей наружного и внутреннего сегментов составило в среднем для всех 20 пар 1,47, при наибольшем отношении 1,52 и наименьшем 1,37 (расчетное отношение 1,42). Полученное по формуле (5-7) отношение удельных нагрузок на наружные и внутренние сегменты изменяется при этом от 0,93 до 1,04, если принять расчетное отношение длин плеч балансиров.

Таким образом, нарушение отношения нагрузок наружных и внутренних сегментов является следствием отклонения от расчетного отношения длин плеч балансиров и в меньшей степени — неправильного соотношения площадей сегментов.

Увеличение неравномерности отношения нагрузок сегментов на работающем агрегате, т. е. увеличение осевого усилия на подпятник (табл. 5-4) может быть объяснено различной жесткостью опорных элементов разных пар сегментов (опорных тарелок, балансиров).

Рассмотренное неправильное отношение нагрузки между внутренними и наружными сегментами накладывается на неточности регулировки нагрузки между парами сегментов, приводя к значительной неравномерности распределения нагрузки между сегментами.

Значительную часть повреждений двухрядных подпятников можно отнести за счет большой разницы загрузки отдельных сегментов, что во многом объясняется (для всех типов подпятников) отсутствием надежных методов регулировки нагрузки. О неравномерности загрузки отдельных сегментов можно судить по значительному разбросу их температуры, по различной степени повреждений разных сегментов при авариях и другим признакам.

#### в) Поломки внутренних упоров

На внутренней части корпуса подпятника имеются специальные упоры (см. рис. 5-1), являющиеся частью корпуса или представляющие собой приваренные к нему бобышки, предотвращающие смещение сегментов в радиальном направлении в сторону вала. При установке сегментов в подпятнике они плотно прижимаются к внутренним упорам.

В процессе эксплуатации двухрядных подпятников на различных ГЭС неоднократно обнаруживались поломки внутренних упоров. Так, на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина за первые 11 лет эксплуатации на 11 агрегатах из 20 было обнаружено 112 сломанных упоров. На Горьковской ГЭС при аварийном ремонте подпятника агрегата № 2 в 1960 г. выявлено отсутствие 70% внутренних упоров. В 1961 г. при капитальном ремонте этого же агрегата обнаружено, что сбиты все внутренние упоры, а два внутренних сегмента смещены в сторону центра маслованны и выступают из-под диска. Поломки внутренних упоров на двухрядных подпятниках отмечались и на других ГЭС, например на Новосибирской и Кременчугской.

В ряде случаев одновременно с поломками внутренних упоров обнаруживалось смещение внутренних сегментов в сторону вала с выступанием их за диск. В отдельных случаях это смещение происходило настолько, насколько позволяли боковые упоры (до защемления в них сегментов).

Число агрегатов, на которых были обнаружены поломки внутренних упоров, возрастало в процессе эксплуатации. Так, после 2—2,5 лет эксплуатации агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина поломки упоров были обнаружены на двух агрегатах, через 7 лет — на семи, через 10 лет — на десяти. На тех агрегатах, на которых поломки появились раньше, их число за 10 лет эксплуатации оказалось наибольшим. Так, на агрегатах, на которых поломки внутренних упоров появились через 2—2,5 года эксплуатации, за 10 лет зарегистрирован 21 сломанный упор. На агрегате, на котором впервые поломки внутренних упоров обнаружены через 10 лет после начала эксплуатации, отмечено всего четыре сломанных упора. Все это свидетельствует о том, что поломки внутренних упоров на двухрядных подпятниках связаны с конструктивными дефектами (или особенностями) подпятников данного типа. С увеличением срока эксплуатации дефекты проявляются сильнее, приводя к увеличению числа поломок на большем числе агрегатов. Характерно, что на однорядных подпятниках поломок внутренних упоров не наблюдается, хотя выполнены они аналогично упорам двухрядных подпятников.

В процессе работы подпятников в них не возникает усилий, действующих на сегмент в радиальном направле-

нии в сторону вала. При пусках, остановках и в меньшей степени в установившихся режимах работы агрегата на сегменты передается усилие от вращающегося диска за счет сил трения. Это усилие действует в тангенциальном направлении и вызывает смещение сегментов по направлению вращения, прижимая их к боковым упорам. Смещение сегментов в радиальном направлении и появление усилий со стороны сегментов на внутренние упоры возможно при подъемах ротора агрегата на тормозах и опусканиях его на сегменты. Особенностью двухрядных подпятников является то, что сегменты могут поворачиваться вместе с опорными тарелками на головках опорных болтов и, кроме того, они вместе с балансиrom могут поворачиваться на цилиндрической опоре.

Рассмотрим перемещения сегментов и балансира при подъеме ротора агрегата на тормоза. При незагруженных сегментах (при поднятом на тормозах роторе) на плечи балансира действуют силы веса сегментов, опорных тарелок, опорных болтов и самого балансира, создавая вращающие моменты относительно линии опоры.

Как показывает расчет для подпятников агрегатов ряда ГЭС, момент сил, действующий на внутреннее плечо, больше момента сил, действующего на наружное плечо. В результате этого при поднятом на тормоза роторе агрегата балансир вместе с опорными болтами, тарелками и сегментами наклоняется в сторону вала. Внутренний сегмент вместе с опорной тарелкой поворачивается на головке опорного болта, наклоняясь в наружную сторону. Наружный сегмент остается поджатым к зеркальной поверхности диска, поднимаясь вместе с наружным плечом балансира на размер подъема ротора агрегата. При опускании ротора агрегата с тормозов на сегменты на внутренний упор действует горизонтально направленное усилие в месте соприкосновения с ним внутреннего сегмента. При малых зазорах между сегментами и упорами и в случае смещения балансира к валу в процессе подъема ротора на тормоза это усилие может быть весьма значительным и привести к поломке упора. Таким образом, можно предположить, что поломки внутренних упоров происходят в процессе подъемов и опусканий ротора агрегата на тормозах и связаны с конструктивными особенностями двухрядных подпятников.



Непосредственно к аварии поломки внутренних упоров не приводят. Однако они вызывают смещение сегментов в радиальном направлении с выступанием их из-под диска, что нарушает приработку сегментов по зеркалу. В случае значительного смещения сегментов внутрь при поломках внутренних упоров происходит их защемление между боковыми упорами, ухудшающее самоустановку сегментов при работе. Это утяжеляет работу подпятника и может привести к повреждению. Следует отметить, что конструкция внутренних упоров неудачна. Они имеют прямоугольную форму, а это при контакте упоров с внутренней цилиндрической поверхностью сегментов вызывает значительные силы трения и затрудняет самоустанавливаемость сегментов при работе агрегата.

После многочисленных поломок внутренних упоров персоналом ряда ГЭС была изменена их конструкция. Так, на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина переделка была осуществлена на всех агрегатах. Новые упоры сделаны большими по длине: их внешний радиус близок к радиусу внутренней цилиндрической поверхности сегментов. В центральной части упора имеется сферическая вставка из высокопрочной стали, выступающая в сторону сегмента на 3,5 мм.

Новые упоры более прочные по сравнению со старыми и обеспечивают свободу качания сегментов.

#### 5-4. РЕГУЛИРОВКА НАГРУЗКИ НА СЕГМЕНТЫ

В двухрядных подпятниках распределение нагрузки между наружным и внутренним сегментами каждой пары происходит автоматически по закону рычага. При правильном изготовлении и монтаже подпятников отношение нагрузки наружного и внутреннего сегментов для всех пар должно быть одинаковым. Поэтому регулировка нагрузки на сегменты двухрядного подпятника сводится к возможно более равномерному распределению нагрузки между парами сегментов. Сделать это можно различными способами. Обычно принято проводить регулировку нагрузки индикаторным или тензометрическим способом по деформациям опорных тарелок наружных сегментов (см. гл. 10). Однако эти способы, дающие хорошие результаты на однорядных подпятниках, недостаточно эффективны для двухрядных, так как нагрузка на каждую наружную опорную тарелку сравни-

тельно невелика, а ее жесткость высока. В результате чувствительность получается низкой. Так, при регулировке нагрузки на сегменты двухрядного подпятника агрегата Новосибирской ГЭС индикаторным способом отклонение индикатора при опускании ротора на сегменты составляет в среднем 4—5 делений при средней нагрузке на один наружный сегмент 175 кН. При таком же способе регулировки нагрузки на сегменты однорядного подпятника агрегата Днепродзержинской ГЭС отклонение индикатора составляет в среднем 13—15 делений при средней нагрузке на сегмент от веса ротора 390 кН. В обоих случаях приспособления для регулировки были выполнены по одним чертежам.

При точности отсчетов по индикатору в I деление точность распределения нагрузки без учета других погрешностей составляет для Новосибирской ГЭС 35—40 кН, или 20—25%, а для Днепродзержинской ГЭС 25—30 кН, или 6—8%. В действительности точность регулировки значительно меньше, так как погрешности складываются не только из неточностей отсчета по индикатору, но и из погрешностей тарировки опорных тарелок на прессе, погрешностей, вызванных разборкой измерительной системы после тарировки на прессе и новой ее сборки в подпятнике перед регулировкой и т. д.

Тензометрический способ с наклейкой тензометров на наружные тарелки или с установкой на них колец с уже наклеенными на них тензометрами обеспечивает требуемую чувствительность, но сложен в условиях эксплуатации, так как требует специальной аппаратуры и обученного персонала.

Наиболее удачным и перспективным является индикаторно-рычажный способ контроля распределения нагрузки между парами сегментов по прогибу балансира, предложенный на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина [Л. 16] (подробно рассматриваемый в гл. 10). Основным достоинством этого способа является его чрезвычайно высокая чувствительность: при нагрузке на балансир подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина 900 кН (т. е. близкой к нагрузке от веса ротора) отклонения показаний индикатора составляют 100 делений, или 1 мм.

Если проводить регулировку нагрузки на пары сегментов двухрядного подпятника по прогибу балансира, то в идеальном случае достигается равномерное распре-



деление нагрузки между парами сегментов. Однако отношение нагрузки наружного и внутреннего сегментов каждой пары может быть различным, его можно выразить уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} P_n/P_v &= k; \\ P_n + P_v &= P = \text{const}, \end{aligned} \right\} \quad (5-9)$$

где  $P_n$  и  $P_v$  — нагрузка на наружный и внутренний сегменты.

Значение  $k$  различно для разных пар сегментов, а  $P$  — постоянно и одинаково для всех пар.

Решая уравнения (5-9) относительно  $P_n$  и  $P_v$ , получаем:

$$\left. \begin{aligned} P_n &= kP/(1+k); \\ P_v &= P/(1+k). \end{aligned} \right\} \quad (5-10)$$

Принимаем, что отношение площадей наружного и внутреннего сегментов соответствует расчетному значению для каждой пары сегментов, равному  $k_p$ , являющемуся одновременно расчетным значением отношения нагрузки наружных и внутренних сегментов.

Тогда имеем следующие два уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \omega_n/\omega_v &= k_p; \\ \omega_n &= \omega_v + \omega_s \end{aligned} \right\} \quad (5-11)$$

где  $\omega_n$  и  $\omega_v$  — площади наружного и внутреннего сегментов.

Решая их относительно  $\omega_n$  и  $\omega_v$ , получаем:

$$\left. \begin{aligned} \omega_n &= k_p \omega_v / (1 + k_p); \\ \omega_v &= \omega / (1 + k_p). \end{aligned} \right\} \quad (5-12)$$

Удельные нагрузки на наружные сегменты  $p_n$ , на внутренние сегменты  $p_v$  и в среднем на пару сегментов  $p_{cp}$  определяются выражениями

$$\left. \begin{aligned} p_n &= P_n/\omega_n; \\ p_v &= P_v/\omega_v; \quad p_{cp} = P/\omega, \end{aligned} \right\} \quad (5-13)$$

причем  $p_n$  и  $p_v$  различны для разных сегментов, а  $p_{cp}$  постоянна.

Подставляя в (5-13) (5-10) и (5-12), получаем зависимость удельных нагрузок на наружные и внутренние

сегменты от отношения нагрузки на них:

$$\left. \begin{aligned} p_n &= \frac{p_{cp}(1+k_p)}{k_p} \frac{k}{1+k}; \\ p_v &= p_{cp}(1+k_p) \frac{1}{1+k}. \end{aligned} \right\} \quad (5-14)$$

Удобнее выражать нагрузку на каждый сегмент в относительных (безразмерных) величинах, т. е. по отношению к средней удельной нагрузке на подпятник. Тогда уравнения (5-14) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} p'_n &= \frac{p_n}{p_{cp}} = \frac{1+k_p}{k_p} \frac{k}{1+k}; \\ p'_v &= \frac{p_v}{p_{cp}} = (1+k_p) \frac{1}{1+k}. \end{aligned} \right\} \quad (5-15)$$

С помощью выражений (5-15) можно определить удельную нагрузку на сегмент при любом значении  $k$ .

Выражения (5-15) являются дробно-линейными функциями и их графики представляют собой равнобочные гиперболы с асимптотами:

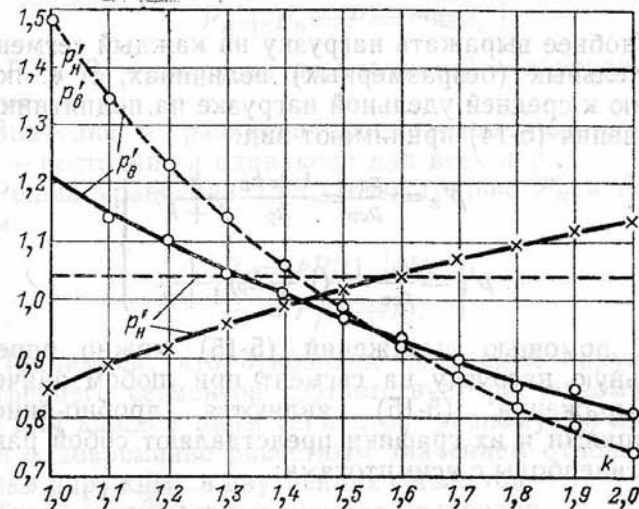
$$\left. \begin{aligned} p'_n &= -1; \quad k = \frac{1+k_p}{k_p}; \\ p'_v &= 1; \quad k = 0. \end{aligned} \right\} \quad (5-16)$$

Для подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина расчетное отношение нагрузки наружных и внутренних сегментов  $k_p = 1,42$  и выражения (5-15) принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} p'_n &= 1,7 \frac{k}{1+k}; \\ p'_v &= 2,42/(1+k). \end{aligned} \right\} \quad (5-17)$$

На рис. 5-9 эти зависимости построены в пределах изменения  $k$  от 1,0 до 2,0 (сплошные линии). При увеличении  $k$  происходит уменьшение удельной нагрузки на внутренний и увеличение на наружный сегмент. При расчетном значении  $k_p = 1,42$  кривые пересекаются, удельные нагрузки на внутренний и наружный сегменты равны между собой и соответствуют средней удельной нагрузке на подпятник. Как видно из табл. 5-4, действительные значения  $k$  на испытывавшемся подпятнике составляли 1,21—1,97 (на остановленном агрегате). Для

наибольшего значения  $k=1,97$  удельная нагрузка на наружный сегмент составит 1,13, а на внутренний 0,81 средней удельной нагрузки на подпятник. При наименьшем значении  $k=1,21$  удельная нагрузка на наружный и внутренний сегменты составит соответственно 0,93 и 1,10 средней удельной нагрузки на подпятник.



с. 5-9. Зависимость удельной нагрузки на сегменты от отношения нагрузки на наружные и внутренние сегменты подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина.

Таким образом, даже при идеальном распределении нагрузки между парами сегментов удельная нагрузка на отдельные сегменты может быть различной, если не выдержано расчетное соотношение между нагрузкой наружных и внутренних сегментов.

Если производить регулировку нагрузки на сегменты двухрядного подпятника только по наружным сегментам, как это обычно делается, то результаты ее получаются иными, чем при регулировке нагрузки на пары сегментов, рассмотренной выше. При идеальной регулировке нагрузки в этом случае нагрузка всех наружных сегментов будет одинаковой и равной  $P_n$ , а внутренних — различной  $P_n/k$ , поскольку отношение нагрузки наружных и внутренних сегментов  $k$  различно для разных сегментов.

Отношение площадей наружного и внутреннего сегментов, как и в предыдущем случае, считаем равным расчетному  $k_p$  для всех пар сегментов.

Нагрузка на пару сегментов

$$P = P_n + P_v = P_n \left(1 + \frac{1}{k}\right). \quad (5-18)$$

Средняя удельная нагрузка на подпятник

$$p_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^n P_n (1 + 1/k_i)}{n\omega}, \quad (5-19)$$

$$\sum_{i=1}^n P_n \left(1 + \frac{1}{k_i}\right) \quad \text{— суммарная нагрузка на все сегменты подпятника; } n \text{ — число пар сегментов; } \omega \text{ — площадь одной пары сегментов; } k_i \text{ — отношение нагрузки наружного и внутреннего сегмента } i\text{-й пары.}$$

Поскольку нагрузка каждого наружного сегмента одинакова, то  $P_n$  можно вынести за знак суммы. Тогда уравнение (5-19) можно записать так:

$$P_n = \frac{p_{ср} n \omega}{\sum_{i=1}^n (1 + 1/k_i)}. \quad (5-20)$$

Выразив площадь пары сегментов  $\omega$  через площадь наружного сегмента  $\omega_n$  в соответствии с (5-12) и разделив на нее  $P_n$ , получим выражение для удельной нагрузки наружного сегмента:

$$p_n = \frac{p_{ср} n (1 + 1/k_p)}{\sum_{i=1}^n (1 + 1/k_i)}. \quad (5-21)$$

В безразмерных величинах по отношению к средней удельной нагрузке на подпятник это выражение принимает вид:

$$p'_n = \frac{p_n}{p_{ср}} = \frac{n (1 + 1/k_p)}{\sum_{i=1}^n (1 + 1/k_i)}. \quad (5-22)$$

По условию нагрузка, а следовательно, и удельная нагрузка на наружный сегмент являются постоянными.

Действительно, в правой части равенства (5-21) все величины постоянны для данного подпятника.

Удельную нагрузку на внутренний сегмент можно выразить через удельную нагрузку на наружный сегмент и отношение нагрузки наружного и внутреннего сегмента следующим образом:

$$p_a = \frac{P_v}{\omega_v} = \frac{P_n}{k\omega_v} = \frac{P_n k_p}{k\omega_n} = p_n \frac{k_p}{k}. \quad (5-23)$$

Подставляя (5-21) в (5-23), получаем:

$$p'_v = \frac{p_v}{p_{cp}} = \frac{n(1+k_p)}{n} \cdot \frac{1}{k \sum_{i=1}^n (1+1/k_i)}. \quad (5-24)$$

В (5-24) все величины, кроме  $k$ , заданы для подпятника в целом и являются постоянными. Значение  $k$  для каждой пары сегментов различны и поэтому удельная нагрузка на внутренние сегменты будет переменной, зависящей от  $k$ . Выражение (5-24) является уравнением гиперболы.

Для подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина, результаты замеров по которому приведены в табл. 5-4, выражения (5-22) и (5-24) принимают вид:

$$p'_n = 1,04; \quad p'_v = \frac{1,48}{k}.$$

Из них видно, что при соотношении нагрузки наружных и внутренних сегментов, имеющемся на данном подпятнике, удельная нагрузка на наружные сегменты постоянна и на 4% выше средней удельной нагрузки на

подпятник, а удельная нагрузка на внутренние сегменты зависит от  $k$ .

На рис. 5-9 эти зависимости построены в пределах изменения  $k$  от 1,0 до 2,0 (пунктирные линии). Из него видно, что при регулировке только по наружным сегментам удельная нагрузка на внутренние сегменты изменяется в зависимости от  $k$  значительно сильнее, чем при регулировке по парам сегментов. Так, при изменении  $k$  от 1,0 до 2,0 удельная нагрузка на внутренние сегменты изменяется в пределах 1,48—0,74 средней удельной нагрузки на подпятник, т. е. разброс составляет 74%. При регулировке по парам сегментов это изменение вдвое меньше.

Как видно из рис. 5-9, при обоих способах регулировки удельная нагрузка на внутренние и наружные сегменты одинакова при  $k=k_p$  (для данного подпятника  $k_p=1,42$ ). При  $k < k_p$  удельная нагрузка больше на внутренних сегментах, при  $k > k_p$  — на наружных. Разница между удельной нагрузкой наружных и внутренних сегментов в диапазоне  $k=1,0-2,0$  при обоих способах регулировки практически одинакова. Однако при регулировке по наружным сегментам значительно больше разброс удельных нагрузок отдельных сегментов за счет внутренних сегментов. Отдельные внутренние сегменты могут иметь значительную перегрузку, что снижает надежность работы подпятника в целом. Поэтому предпочтительнее метод регулировки нагрузки по парам сегментов.

Таким образом, на двухрядных подпятниках при любом способе регулировки нагрузки разница удельных нагрузок на сегменты может быть значительной, если не выдержано расчетное соотношение между нагрузкой на

Удельные нагрузки на сегменты подпятника агрегата

Показатель	Номер пары					
	1	2	4	5	6	7
Удельная нагрузка на наружные сегменты, МПа . . . . .	3,56	3,11	3,83	—	4,16	4,41
Удельная нагрузка на внутренние сегменты, МПа . . . . .	2,47	2,79	3,88	2,35	3,65	3,38

Примечание. Пары сегментов № 3, 8, 13 и 18 в подпятнике отсутствуют.

Таблица 5-5

№ 20 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина

сегментов										
9	10	11	12	14	15	16	17	19	20	Средние
—	3,92	3,12	3,25	3,6	3,24	3,8	3,8	3,54	4,68	3,78
2,38	2,41	2,44	2,91	3,44	3,38	3,21	2,91	3,97	3,59	3,01



ружных и внутренних сегментов. Рассмотренные выше возможные различия в удельных нагрузках сегментов относятся к случаю идеальной (т. е. без погрешностей) регулировки нагрузки на сегменты. В действительности точность регулировки не так уже высока и разница удельных нагрузок становится еще больше. На агрегате № 20 Волжской ГЭС имени В. И. Ленина при проведении натурных исследований регулировка нагрузки на сегменты проводилась по наружным сегментам. Точность ее составила 30%, а отношение нагрузки наружных и внутренних сегментов значительно отличалось от расчетного (табл. 5-4). В результате разница удельных нагрузок отдельных сегментов оказалась чрезвычайно большой. При средней удельной нагрузке на подпятник 3,5 МПа удельная нагрузка на отдельные сегменты изменялась от 2,35 до 4,68 МПа, т. е. в 2 раза (табл. 5-5).

Поэтому, учитывая дополнительные погрешности, возникающие из-за неправильного распределения нагрузки между наружными и внутренними сегментами, следует регулировку нагрузки на сегменты двухрядного подпятника производить с максимально возможной степенью точности, большей, чем для однорядного подпятника.

## Глава шестая

### ПОДПЯТНИКИ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ СМАЗКИ К ПОВЕРХНОСТЯМ ТРЕНИЯ

#### 6-1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Переход на высокие общие и удельные нагрузки в подпятниках усложняет их работу, особенно при пусках и остановках агрегатов. Это особенно относится к гидроагрегатам с радиально-осевыми турбинами, у которых вес вращающихся частей составляет большую часть нагрузки на подпятник, а характер изменения гидравлического осевого усилия при пусках и остановках менее благоприятный, чем у поворотно-лопастных гидротурбин.

При проектировании подпятников их расчет проводится для установившихся режимов работы, а для пусковых режимов работы расчетов не существует. Принимается лишь, что пусковая удельная нагрузка не

должна превышать 3,0 МПа. Эта цифра получена из опыта эксплуатации. Однако для подпятников крупных вертикальных гидроагрегатов такое требование не всегда можно удовлетворить и пусковая удельная нагрузка (вес ротора и сила реакции воды в момент пуска) оказываются больше 3,0 МПа. В таких случаях обычно для

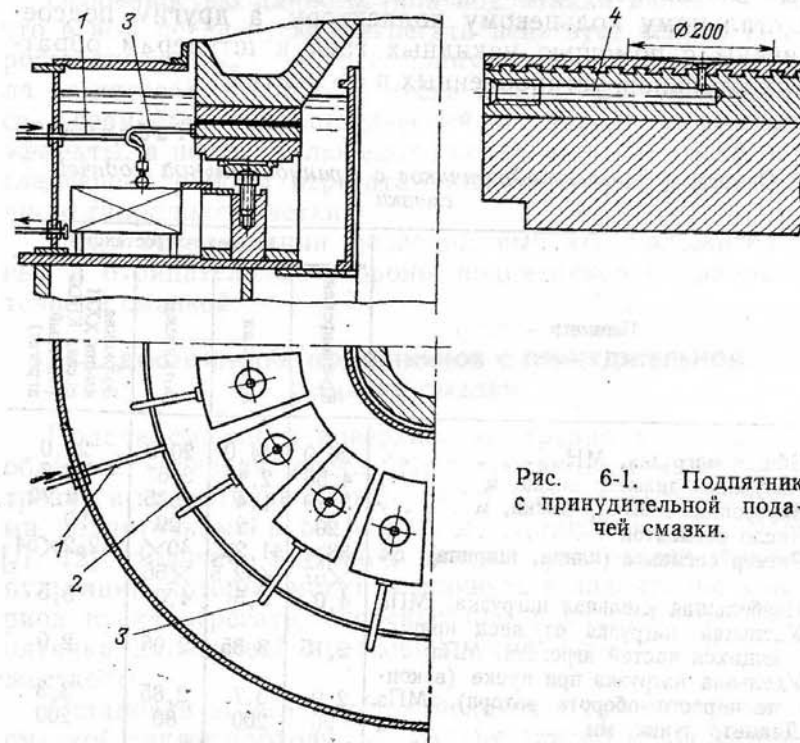


Рис. 6-1. Подпятник с принудительной подачей смазки.

облегчения условий пуска применяется принудительная подача масла к поверхностям трения.

Схематически подпятник с принудительной подачей смазки изображен на рис. 6-1. Масло забирается из нижней части маслованны насосом высокого давления и по напорному трубопроводу 1 подается в кольцевой коллектор 2, расположенный внутри маслованны. От него по соединительным трубкам 3 оно подается в сегменты. В каждом сегменте имеется радиальное сверление 4, сообщаемое коротким вертикальным сверлением с центром рабочей поверхности сегмента. На рабочей поверхности сделана лунка диаметром от 80 до 200 мм и глу-

биной в центральной части 0,2—0,3 мм. В теле каждого сегмента имеется обратный клапан для предотвращения вытекания масла из пленок во время работы агрегата, когда насос отключен.

Напорный трубопровод и кольцевой коллектор сделаны из стальных труб, а соединительные трубы сделаны из мягкой меди. Одним концом они припаяны к стальному кольцевому коллектору, а другим подсоединены с помощью накидных гаек к штуцерам обратных клапанов, установленных в сегментах.

Таблица 6-1

Основные данные подпятников с принудительной подачей смазки

Параметр	Гидроэлектростанция			
	Красноярская	Братская	Воткинская	Волжская имени XII съезда КПСС (опытный агрегат)
Общая нагрузка, МН . . . . .	26,0	14,0	20,0	25,0
Наружный диаметр диска, м . . . . .	4,56	2,45	3,67	3,8
Внутренний диаметр диска, м . . . . .	3,19	1,4	2,35	2,72
Число сегментов . . . . .	20	12	20	20
Размер сегмента (длина, ширина), см	53×67	41,2×52,5	40×66	42,2×54
Наибольшая удельная нагрузка, МПа	4,0	5,5	4,0	5,5
Удельная нагрузка от веса вращающихся частей агрегата, МПа . . . . .	2,15	3,35	2,05	2,0
Удельная нагрузка при пуске (в конце первого оборота ротора), МПа	2,9	3,7	2,85	3,3
Диаметр лунки, мм . . . . .	90	200	80	200

Для поглощения колебаний, возникающих в подпятнике при работе, а также обеспечения смещений вместе с сегментами при подъеме ротора на тормозах соединительные трубки имеют компенсационный изгиб. При выеме сегментов накидные гайки отвинчиваются, а соединительные медные трубки отгибаются в сторону или вниз.

При подаче импульса на пуск или остановку агрегата включается насос высокого давления. Когда давление в коллекторе достигает 7,5—8,0 МПа, производятся дальнейшие операции пуска. При достижении нормальной скорости при пуске и после полного прекращения

вращения при остановке происходит отключение насоса высокого давления. По сравнению с обычным подпятником время полного запуска агрегата увеличивается на 15—20 с.

Подпятники с принудительной подачей смазки к поверхностям трения установлены на агрегатах ряда ГЭС. Их основные данные приведены в табл. 6-1.

Особенностью данного типа подпятника является то, что в нем перед пуском агрегата действует только гидростатический эффект (т. е. принудительная подача масла от насоса), в процессе пуска и до отключения насоса — совместно гидростатический и гидродинамический эффекты, а после отключения насоса, в течение всей последующей работы агрегата подпятник работает как чисто гидродинамический.

Опыт эксплуатации позволил выявить положительные и отрицательные стороны подпятников с принудительной смазкой.

## 6.2. ДОСТОИНСТВА ПОДПЯТНИКОВ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ СМАЗКИ

Подача смазки к поверхностям трения значительно облегчает условия пуска. При трогании коэффициент трения в подпятнике снижается по сравнению с обычными подпятниками в 5—6 раз и составляет 0,03—0,04 [Л. 12]. Наличие масляной пленки уменьшает также пульсации, которые могут возникнуть в подпятнике в период пуска агрегата, особенно при расположении подпятника на верхней крестовине, имеющей пониженную жесткость.

Остановки агрегата у подпятников с принудительной смазкой также проходят легко, так как до полного прекращения вращения ротора между диском и сегментами имеется масляная пленка, создаваемая принудительной подачей масла от насоса высокого давления. В результате можно начинать торможение при более низкой частоте вращения, что уменьшает износ тормозных колодок и увеличивает срок их службы.

Применение принудительной подачи смазки к поверхностям трения создает некоторые удобства при эксплуатации. Так, облегчается поворот ротора при ремонтах. Его можно осуществлять не вскрывая маслованну подпятника, чтобы смазать сегменты салом, как в случае подпятников других типов. На Братской ГЭС ротор ве-



сом 8,50 МН при включенном насосе подачи смазки могут повернуть вручную 5—6 чел. На Воткинской ГЭС поворот ротора осуществляют краном, причем включение насоса высокого давления перед поворотом осуществляет машинист крана (переносной пульт управления насосом установлен в кабине крана).

Положительным свойством таких подпятников является также то, что отпадает необходимость вводить ограничение по времени стоянки агрегата и по температуре

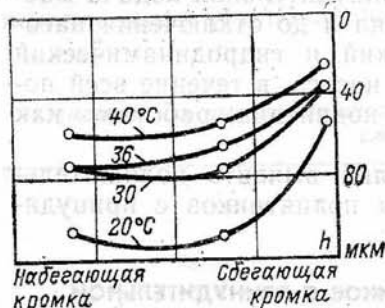


Рис. 6-2. Профили толщины масляной пленки по средней линии сегмента в направлении вращения при различной температуре сегментов.

масла перед пуском. Пуск можно производить как сразу после остановки, так и через несколько суток после остановки. Испытания показали, правда, что толщина масляной пленки, создаваемой насосом перед пуском агрегата, зависит от температуры масла и сегментов. Из рис. 6-2, где приведены профили толщины масляной пленки по средней линии сегмента подпятника агрегата Братской ГЭС, видно, что при температуре сегментов перед пуском 40°C (горячий пуск) толщина масляной пленки, создаваемой насосом, в 2 раза меньше, чем при температуре сегментов перед пуском 20°C (холодный пуск). Но в любом из этих случаев толщина пленки достаточна для обеспечения легкого пуска. На рис. 6-2 заметно продавливание сегмента внутрь опорной тарелки давлением, создаваемым насосом. При холодном масле это продавливание наибольшее — до 50 мкм.

### 6-3. НЕДОСТАТКИ ПОДШИПНИКОВ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ СМАЗКИ

Отрицательные стороны принудительной смазки не всегда отчетливо видны и требуют более подробного рассмотрения. Недостатком подпятников с системой принудительной смазки является то, что искажаются условия работы подпятника в установившихся режимах из-за наличия лунки на рабочей поверхности сегментов. Кроме того, взаимодействие искусственно созданного насосом гидростатического потока смазки с гидродинами-

ческим потоком смазки при пусках и остановках, а также переход от совместного действия этих двух потоков к одному гидродинамическому потоку при отключении насоса могут вызвать временную неустойчивость работы подпятника. В ряде случаев такая неустойчивость работы сопровождается резким уменьшением толщины масляной пленки вплоть до кратковременного соприкосновения поверхностей трения.

Следовательно, необходимо тщательное конструктивное выполнение системы принудительной смазки и такой подбор всех ее параметров, чтобы искажения, вносимые ею, были сведены к безопасному минимуму, а положительный эффект был наибольшим. Практика конструирования и эксплуатации подпятников накопили определенный опыт в этом направлении.

Другим существенным недостатком системы принудительной подачи смазки является то, что она вносит ряд дополнительных элементов в оборудование подпятника и агрегата: насос высокого давления, маслопроводы, обратные клапаны, электроконтактный манометр и др. Эти дополнительные элементы усложняют эксплуатацию и увеличивают число уязвимых мест. Появляются дополнительные требования к надежности самих этих элементов. Степень опасности от выхода из строя отдельных элементов системы принудительной смазки различна для разных подпятников. В подпятниках на сравнительно невысокие пусковые удельные нагрузки (до 3,0 МПа), на которых применена система принудительной смазки, выход из строя отдельных элементов системы не приводит к аварийному повреждению. При таких нагрузках агрегаты могут пускаться и останавливаться и без включения насоса смазки. Система принудительной смазки является здесь дополнительным устройством, облегчающим пуски и остановки и уменьшающим износ поверхностей трения, что важно при частых пусках и остановках. К таким агрегатам, например, относятся агрегаты Воткинской ГЭС.

В подпятниках на высокие пусковые удельные нагрузки (свыше 3,0 МПа) и особенно при неоптимальном выполнении системы принудительной смазки выход из строя отдельных элементов системы приводит к повреждению подпятника. Пуски и остановки таких подпятников без включения насоса подачи смазки невозможны, и в этом случае необходима высокая надежность



всех элементов системы. К таким подпятникам относятся, например, подпятники агрегатов Братской ГЭС. Для них характерна высокая удельная нагрузка (см. табл. 6-1), а также большой диаметр лунки на рабочей поверхности сегмента (рис. 6-3).

Большим недостатком системы принудительной смазки является вынос непосредственно к поверхностям трения вместе с маслом, окалина и других твердых частиц. Окалина попадает в масло из сварных трубок. Избавиться от нее путем механической очистки труб и их простукивания, как правило, полностью не удастся. Другие твердые частицы и грязь попадают в напорную систему из маслованны.



Рис. 6-3. Сегмент подпятника с принудительной смазкой.

Этому способствует то, что забор масла, как правило, осуществляется из нижней части маслованны, вблизи ее дна. Попадание твердых частиц на поверхности трения вызывает их истирание. Повреждаются и диск, и сегменты. На диске появляется значительное число прерывистых и сплошных кольцевых рисок по всей поверхности. На сегментах интенсивный износ наблюдается между лункой и сбегающей кромкой сегмента (рис. 6-3).

В зарубежных конструкциях подпятников с принудительной смазкой чистоте подаваемого к поверхностям трения масла уделяется значительное внимание. В системе ставится обычно два или три фильтра как перед, так и после насоса. Забор масла производится не у дна маслованны, а на значительной высоте, что исключает по-

падание механических частиц и грязи, имеющихся в нижней части маслованны [Л. 61].

Рассмотрим более подробно первые два недостатка системы принудительной подачи смазки: искажения, вносимые в работу подпятника, и увеличение числа элементов оборудования.

#### 6-4. ИСКАЖЕНИЯ, ВНОСИМЫЕ В РАБОТУ ПОДПЯТНИКА СИСТЕМОЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧИ СМАЗКИ

При нормальном выполнении сегментов (без лунки) эпюра давления представляет собой параболу с вершиной, смещенной в сторону сбегающей кромки (рис. 6-4, а).

Наличие большой лунки в центре сегмента, как, например, в подпятниках агрегатов Братской ГЭС (рис. 6-3), в которых она имеет диаметр 200 мм, искажает нормальный гидродинамический поток масла в за-

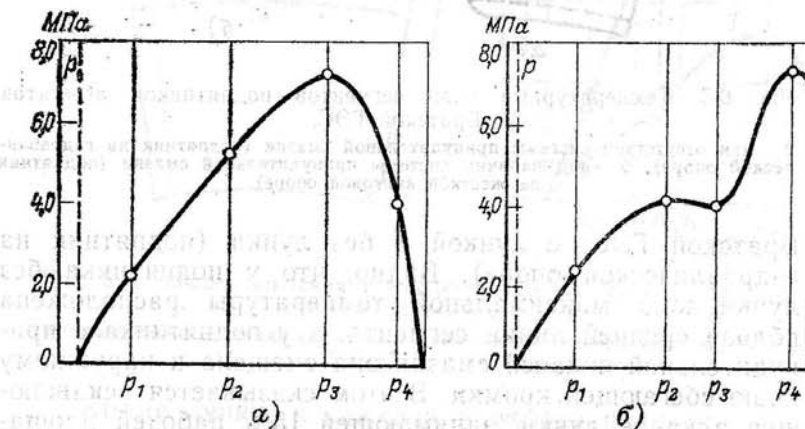


Рис. 6-4. Эпюры давления в масляной пленке подпятников агрегатов. а — при отсутствии системы принудительной смазки (Саратовская ГЭС); б — при наличии системы принудительной смазки (Братская ГЭС).

зоре между трущимися поверхностями — поток масла сначала расширяется, затем сужается. В результате этого распределение давления искажается, в зоне лунки образуется провал давления, а максимум давления смещается в сторону сбегающей кромки (рис. 6-4, б).

Толщина масляной пленки у наружного края сбегающей кромки (т. е. в зоне за лункой) оказывается очень малой. Так, для подпятника агрегата Братской ГЭС при

эксцентриситете сегментов 5—6‰ она составила всего 10—20 мкм, в то время как у других подпятников на такие параметры, но без принудительной подачи смазки, она составляет 40—60 мкм.

Искажения, вносимые лункой, сказываются и на температурных полях сегментов. На рис. 6-5 показаны температурные поля сегментов двух подпятников агрегатов

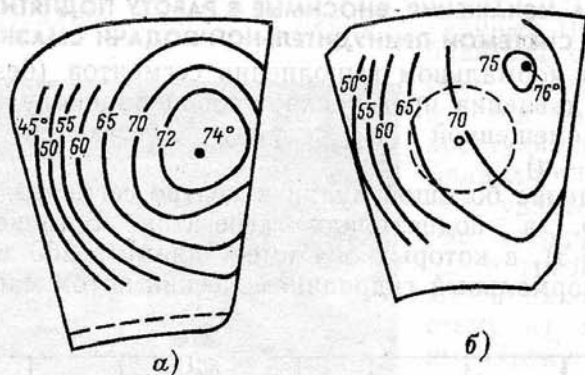


Рис. 6-5. Температурные поля сегментов подпятников агрегатов Братской ГЭС.

а — при отсутствии системы принудительной смазки (подпятник на гидравлической опоре); б — при наличии системы принудительной смазки (подпятник на жесткой винтовой опоре).

Братской ГЭС: с лункой и без лунки (подпятник на гидравлической опоре). Видно, что у подпятника без лунки зона максимальной температуры расположена вблизи средней линии сегмента, а у подпятника с принудительной подачей смазки она смещена к наружному краю сбегающей кромки. В этом сказывается искажающее влияние лунки, занимающей 15% рабочей площади сегмента в наиболее важной, центральной части сегмента. Влияние лунки тем сильнее, чем больше ее размеры. Так, в подпятниках агрегатов Воткинской ГЭС лунки на сегментах имеют диаметр всего 80 мм и, кроме того, смещены к набегающей кромке. Искажения в эпюре давления этих сегментов невелики (рис. 6-6). Незначительны на этих сегментах и искажения температурных полей.

В США в подпятниках с принудительной смазкой принято выполнять на рабочей поверхности сегментов не лунки, а кольцевые канавки (рис. 6-7). Они выполняются таким образом, чтобы центр давления находил-

ся внутри контура, по которому подается смазка, что способствует равномерному распределению давления масла по всей поверхности сегмента. По мнению американских специалистов, выполненные таким образом кольцевые канавки обеспечивают наименьшее возмущение нормального гидродинамического потока смазки при пусках и в установившихся режимах [Л. 55].

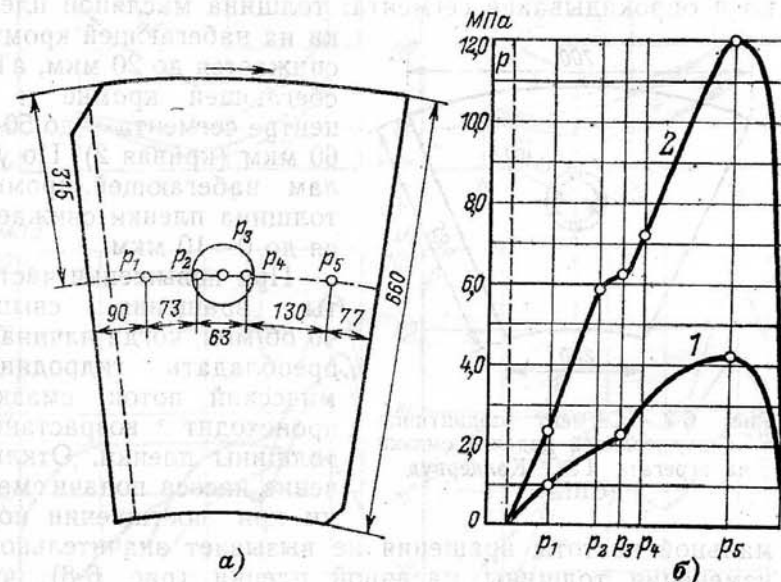


Рис. 6-6. Эпюры давления в масляной пленке сегмента подпятника агрегата Воткинской ГЭС.

а — расположение лунки и датчиков давления; б — эпюры давления; 1 — холостой ход; 2 — нагрузка.

Кроме лунки, искажения в работу подпятника вносятся взаимодействием двух потоков смазки: гидродинамического, создаваемого вращением диска, и гидростатического, создаваемого насосом высокого давления. В зависимости от подачи насоса, от размеров лунки и ее расположения взаимодействие этих потоков смазки при определенной частоте вращения в процессе пуска и остановки может вызывать временную неустойчивость работы подпятника. Так, на агрегатах Братской ГЭС, когда в системе принудительной подачи смазки стояли насосы типа ГН-850/250 с подачей 850 л/ч (14 л/мин), при каждом пуске и остановке происходило резкое уменьшение толщины масляной пленки при частоте вра-

ращения ротора около 40 об/мин ( $32\% n_n$ ). Причиной этого было возникновение при данной частоте вращения равенства потоков смазки от центра сегмента к периферии и от набегающей кромки к сбегающей. На рис. 6-8 приведены профили толщины масляной пленки и эпюры давления в ней. Из него видно, что при  $n = 40$  об/мин происходит не только выдавливание пленки, но и опрокидывание сегмента: толщина масляной пленки на набегающей кромке снижается до 20 мкм, а на сбегающей кромке и в центре сегмента — до 50—60 мкм (кривая 2). По углам набегающей кромки толщина пленки снижается до 0—10 мкм.

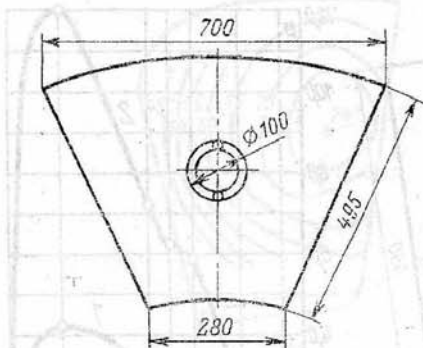


Рис. 6-7. Сегмент подпятника с принудительной подачей смазки на агрегате ГЭС Колдервуд (США).

При повышении частоты вращения свыше 40 об/мин, когда начинает преобладать гидродинамический поток смазки, происходит возрастание толщины пленки. Отключение насоса подачи смазки при достижении нормальной частоты вращения не вызывает значительного изменения толщины масляной пленки (рис. 6-8), что свидетельствует о том, что в данном случае основную роль в формировании масляной пленки, разделяющей поверхности трения, играет гидродинамический поток смазки.

При остановках агрегата наблюдается аналогичная картина: при снижении частоты вращения примерно до 40 об/мин происходит резкое выдавливание масляной пленки, которое прекращается при дальнейшем уменьшении частоты вращения (рис. 6-9).

С увеличением подачи насоса для принудительной смазки картина взаимодействия потоков смазки в подпятнике становится иной. После установки на агрегатах Братской ГЭС насосов ННР-100 с подачей 100 л/мин, т. е. в 7 раз больше, чем у насосов ГН-850/250, выдавливание масляной пленки при  $n = 40$  об/мин при пусках и остановках прекратилось. Поток смазки от насоса оказался столь большим, что при

включенном насосе подпятник во всех режимах стал работать как чисто гидростатический — при постоянной толщине масляной пленки. При отключении насоса после достижения нормальной частоты вращения гидро-

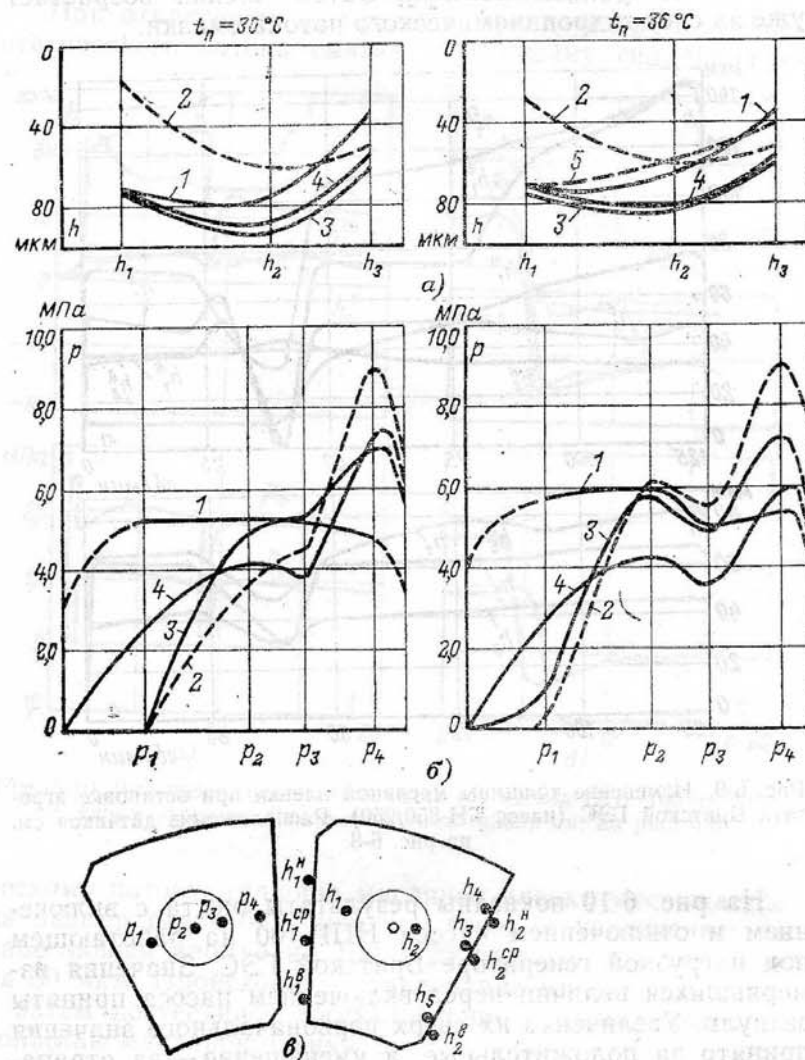


Рис. 6-8. Профили толщины масляной пленки и эпюры давления в ней в разные моменты пуска (насос ГН-850/250).

а — профили пленки; б — эпюры давления; в — размещение датчиков: 1 — при включенном насосе перед пуском; 2 — при  $n = 0,4n_n$ ; 3 — при  $n = n_n$  и включенном насосе; 4 — при  $n = n_n$  и отключенном насосе.



статический поток смазки, который определял толщину масляной пленки, сразу пропадает и это вызывает резкое скачкообразное уменьшение толщины масляной пленки. Абсолютные значения толщины пленки становятся недопустимо малыми. Затем пленка возрастает уже за счет гидродинамического потока смазки.

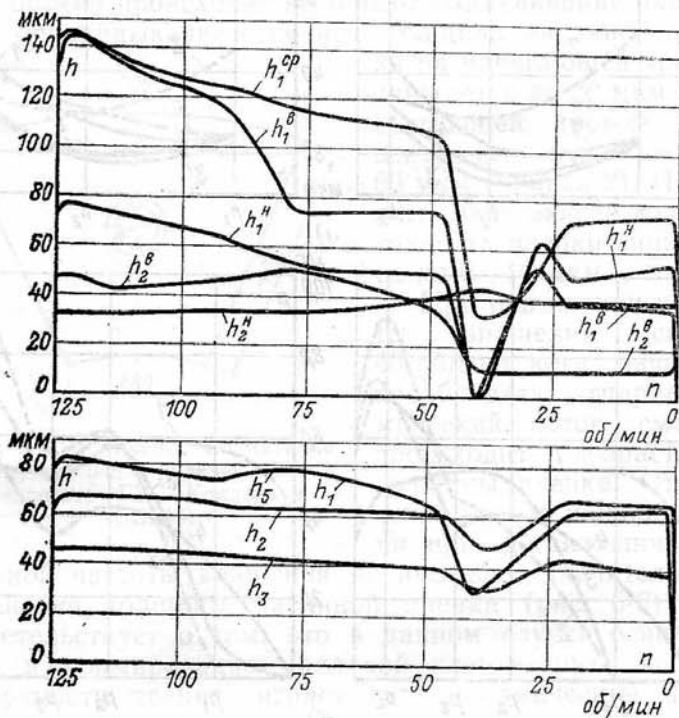


Рис. 6-9. Изменение толщины масляной пленки при остановке агрегата Братской ГЭС (насос ГН-850/250). Расположение датчиков см. на рис. 6-8.

На рис. 6-10 показаны результаты опыта с включением и отключением насоса НПР-100 на работающем под нагрузкой генераторе Братской ГЭС. Значения измерившихся величин перед включением насоса приняты за нули. Увеличение их сверх первоначального значения принято за положительные, а уменьшение — за отрицательные. Как видно из рис. 6-10, при включении насоса толщина масляной пленки на набегающей кромке увеличивается на 50—60 мкм, а на сбегающей — на 15—20 мкм. Давление в масляной пленке в зоне лунки и

между нею и сбегающей кромкой возрастает на 1,0 и 2,0 МПа соответственно. Таким образом, переход от гидродинамической смазки к гидростатической вредного влияния на работу подпятника не оказывает.

При отключении насоса, т. е. при переходе от гидростатического потока смазки к меньшему гидродинами-

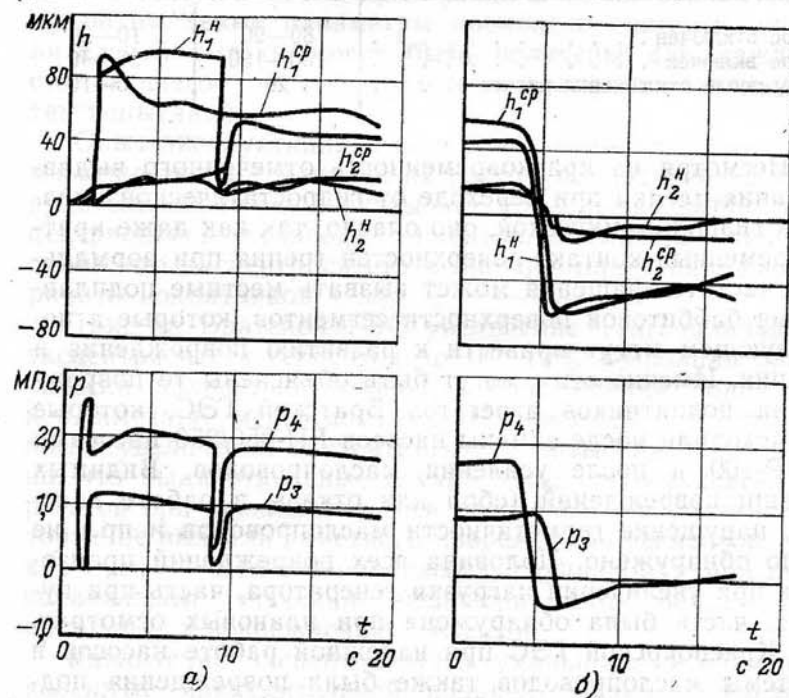


Рис. 6-10. Включение (а) и отключение (б) насоса НПР-100 на работающем агрегате. Расположение датчиков см. на рис. 6-8.

ческому потоку, толщина масляной пленки уменьшается на размер вдвое больший, чем было ее увеличение: на набегающей кромке на 100—120 мкм, на сбегающей — на 30 мкм. Происходит выдавливание масляной пленки, а затем постепенное восстановление прежних значений толщины масляной пленки.

В табл. 6-2 приведены абсолютные значения толщины масляной пленки при работе генератора Братской ГЭС под нагрузкой без подачи масла, с подачей масла к поверхностям трения и сразу после отключения насоса. Из нее видно, что сразу после отключения насоса толщина масляной пленки уменьшается почти до нуля.

Таблица 6-2

Толщина масляной пленки при включенном и отключенном насосе принудительной подачи смазки

Режим работы	Толщина масляной пленки, мкм	
	на набегающей кромке	на сбегающей кромке
Насос отключен . . . . .	80—90	10—20
Насос включен . . . . .	130—150	35—40
Сразу после отключения насоса . . . . .	20	5—10

Несмотря на кратковременность отмеченного выдавливания пленки при переходе от гидростатической смазки к гидродинамической, оно опасно, так как даже кратковременный контакт поверхностей трения при нормальной частоте вращения может вызвать местные подплавления баббитовой поверхности сегментов, которые в последующем могут привести к развитию повреждения и аварии. Именно этим могут быть объяснены те повреждения подпятников агрегатов Братской ГЭС, которые происходили после замены насосов ГН-850/250 насосами ННР-100 и после усиления маслопроводов. Видимых причин повреждений (сбои или отказы в работе насосов, нарушение герметичности маслопроводов и пр.) не было обнаружено. Половина всех повреждений произошла при увеличении нагрузки генератора, часть при пусках, часть была обнаружена при плановых осмотрах. На Красноярской ГЭС при надежной работе насосов и системы маслопроводов также были повреждения подпятников с принудительной подачей смазки. Повреждения сегментов обнаружены при осмотрах или произошли при работе.

Отмеченные повреждения возникли в результате искажений, вносимых принудительной смазкой в нормальную работу подпятника (наличие лунок на рабочей поверхности сегментов и взаимодействие гидродинамического и гидростатического потоков смазки). Повышение надежности работы подпятников с принудительной смазкой может быть достигнуто за счет тщательного конструктивного выполнения всех элементов системы и такого подбора ее параметров, чтобы вносимые искажения были сведены к минимуму, а положительный эффект был наибольшим. В частности, важно правильно

выбрать подачу насоса, размеры и расположение лунки или кольцевой канавки на рабочей поверхности сегмента. Ясно, что чем меньше будет размер лунки и меньше производительность насоса, тем меньше будут и возмущения, вносимые ими. Однако необходимо, чтобы был получен требуемый положительный эффект от принудительной подачи масла при пусках и остановках. Поэтому оптимальные параметры элементов системы принудительной смазки могут быть получены для каждого отличающегося по размерам и нагрузке подпятника путем испытаний.

Опыт эксплуатации и испытания показали, что весьма существенное влияние на работу подпятников с принудительной смазкой оказывает правильный выбор эксцентриситета установки сегментов. Увеличение тангенциального эксцентриситета резко повышает надежность работы подпятников.

Так, на Братской ГЭС увеличение тангенциального эксцентриситета сегментов до 10—12% позволило практически полностью исключить повреждения подпятников, имевшие место до этого. Надежность подпятников после увеличения эксцентриситета повысилась настолько, что были отдельные случаи пусков и остановок агрегатов при невключившемся насосе подачи смазки, которые не вызвали заметного повреждения сегментов. Такие пуски без включения насоса, случившиеся при первоначальном значении эксцентриситета, обязательно приводили к повреждению сегментов.

Увеличение эксцентриситета уменьшило искажения, вносимые принудительной подачей смазки. Очевидно, при повышенных эксцентриситетах можно уменьшить размеры лунок, снизить подачу насоса, что в свою очередь еще более снизит возмущения, вносимые системой принудительной подачи смазки.

#### 6-5. РАБОТА ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧИ СМАЗКИ

##### а) Насос высокого давления

Первоначально для подачи смазки под давлением применялись двухплунжерные насосы типа ГН-1200/250. Они для данной цели оказались ненадежными. Часто в процессе пусков и остановок происходили отказы или сбои в их работе, сопровождавшиеся падением давле-

ния в напорной системе и приводившие к повреждениям подпятников. Впоследствии эти насосы были заменены более надежными и производительными радиально-поршневыми насосами типа ННР или НРР. При этих насосах сбои и отказы при пусках и остановках агрегатов практически прекратились.

Недостатком радиально-поршневых насосов типа ННР и НРР является значительная вибрация всей маслосистемы с частотой, кратной числу плунжеров, помноженному на частоту вращения диска. В результате происходит раскачка всей системы маслопроводов, приводящая иногда к разрыву трубок, к сбоям в работе электроконтактных манометров.

На Воткинской ГЭС на двух агрегатах для системы принудительной смазки подпятника использованы винтовые насосы типа МВН-30-320 с подачей 4 л/с и давлением 10,0 МПа. Работа этих насосов не вызывает никаких вибраций в напорной системе. Они проще по конструкции и надежнее в работе.

#### б) Обратные клапаны

Поскольку масло от насоса высокого давления подается в сегменты только при пуске и остановке, а при нормальной частоте вращения подпятник работает как обычный гидродинамический, необходимо при отключенном насосе запирают отверстия в сегментах, чтобы не было утечки масла из пленки. Для этого в каждом сегменте установлены обратные клапаны.

Опыт эксплуатации показал, что обратные клапаны пропускают масло. Об этом свидетельствует постоянное давление в кольцевых коллекторах всех действующих подпятников с принудительной подачей смазки, значение которого изменяется с изменением нагрузки на подпятник (при отключенном насосе высокого давления). Так, например, для подпятника агрегата Братской ГЭС при переходе от холостого хода к полной мощности генератора, что приводит к увеличению средней удельной нагрузки на подпятник с 3,5 до 5,5 МПа, давление в кольцевом коллекторе повышается на 1,8—2,0 МПа. Кроме того, в коллектор передаются пульсации, происходящие в подпятнике. Так, при малых нагрузках генератора Братской ГЭС на агрегате и в подпятнике возникают значительные пульсации с низкой частотой 0,4—0,5 Гц, вызванные плохим гидравлическим режимом ра-

боты турбины. Происходит пульсация осевого усилия на подпятник в целом, толщины масляной пленки, давления в ней. Одновременно происходит пульсация давления и в кольцевом коллекторе, отделенном от масляных пленок сегментов обратными клапанами.

Пульсация в коллекторе (двойная амплитуда) примерно равна пульсации в масляной пленке над серединой сегмента и составляет 0,8—1,0 МПа.

Изложенные факты свидетельствуют о пропуске обратными клапанами масла из масляных пленок сегментов. Проведение ревизии обратных клапанов с заменой шариков уменьшает на время пульсации давления при сохранении статической составляющей давления и его изменения при изменении нагрузки на подпятник. Таким образом, пропускание обратных клапанов устранить не удастся.

Пропускание обратных клапанов приводит к объединению масляных пленок в зоне лунок отдельных сегментов в общую систему. Это создает возможность перетекания масла из пленок перегруженных сегментов в пленки недогруженных, что еще более осложняет условия работы перегруженных сегментов. И хотя количество пропускаемого масла, видимо, невелико, особенно после регулировки клапанов, оно все же постоянно имеется и ведет к утяжелению условий работы подпятника. Кроме того, пропускание обратных клапанов увеличивает вероятность повреждения подпятника при нарушении герметичности маслопроводов [Л. 12].

Наблюдается также разрушение обратных клапанов, видимо, от вибрации, создаваемой насосом высокого давления. Так, на Воткинской ГЭС были случаи разделения обратных клапанов на составные части. Это свидетельствует о недостаточно надежной конструкции применяемых обратных клапанов и необходимости их замены более совершенными.

#### в) Маслопроводы

Маслопроводы системы принудительной подачи смазки при работе агрегата постоянно находятся под высоким давлением. При пусках и остановках давление создается работающим насосом и составляет 12,0—13,0 МПа. В установившихся режимах работы агрегата давление в маслопроводах создается за счет пропуска масла обратными клапанами и при работе агрега-



тов под нагрузкой достигает 8,0—10,0 МПа. Кроме того, в маслопроводах постоянно наблюдается пульсация давления, вызываемая работой насосов, а также зависящая от режимов работы агрегата. Соответственно маслопроводы должны быть выполнены достаточно прочными. В первый период эксплуатации агрегатов Братской ГЭС происходили неоднократные нарушения герметичности маслопроводов в основном за счет выдавливания свинцовых прокладок во фланцевых соединениях частей кольцевого коллектора. Впоследствии маслопроводы высокого давления были реконструированы, усилены фланцевые соединения, что резко уменьшило число повреждений.

Довольно распространенным нарушением герметичности маслопроводов системы принудительной смазки является отрыв медных соединительных трубок от стального кольцевого коллектора в местах припайки. Причиной являются значительная вибрация всей системы маслопроводов при работе насосов высокого давления. Для предотвращения этого стали осуществлять пайку медных трубок к стальному коллектору серебряным припоем, а в некоторых случаях дополнительно укреплять трубки кольцевой стяжкой.

Наилучшим способом борьбы с отмеченным дефектом является устранение самого источника вибрации трубопроводов, например замена радиально-поршневых насосов масловинтовыми, как это сделано на двух агрегатах Воткинской ГЭС. Уменьшение пульсации в трубопроводах и их вибрации путем замены насосов положительно сказывается и на работе электроконтактных манометров, установленных в системе принудительной подачи смазки, так как их сбои происходят в основном из-за высокой вибрации маслопроводов.

#### **6.6. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПОДПЯТНИКОВ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ СМАЗКИ**

Учитывая положительные и отрицательные стороны системы принудительной подачи смазки, можно следующим образом определить область ее применения.

Подпятники гидроагрегатов, имеющие при пуске удельную нагрузку 3,0 МПа и выше, целесообразно оборудовать системой принудительной подачи смазки к поверхностям трения при пусках и остановках. Систе-

ма принудительной подачи смазки должна быть выполнена так, чтобы обеспечивалась возможность пусков и остановок агрегата и без включения насоса подачи смазки. Должно допускаться по крайней мере несколько таких пусков и остановок в случае аварийного выхода из строя системы смазки и необходимости работы агрегата.

Систему принудительной подачи смазки следует применять в реверсивных подпятниках агрегатов гидроаккумулирующих электростанций даже при невысоких удельных нагрузках для облегчения условий пуска, так как эти подпятники с нулевым эксцентриситетом имеют более тяжелые условия работы. Кроме того, при пуске в моторном режиме крутящий момент недостаточно велик, что требует возможно большего снижения момента сопротивления.

При пусках обычных турбинных агрегатов, имеющих удельную нагрузку менее 3,0 МПа, гидравлический крутящий момент во всех случаях намного превосходит момент сил сопротивления в подпятнике, и с этой точки зрения принудительная подача масла к поверхностям трения подпятников обычных агрегатов не требуется. Возможно, в отдельных случаях, использование принудительной подачи смазки и на таких подпятниках, однако только как дополнительного устройства для уменьшения износа поверхностей трения. Обязательным условием в этих случаях является обеспечение нормальных пусков и остановок без включения насоса подачи смазки.

### **Глава седьмая**

## **ПОДПЯТНИКИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ**

### **7.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И УСЛОВИЯ РАБОТЫ**

На ряде низконапорных гидроэлектростанций Советского Союза установлены горизонтальные гидроагрегаты: полупрямоточный гидроагрегат мощностью 21,8 МВт на Камской ГЭС, капсульные гидроагрегаты мощностью по 20 МВт на Череповецкой ГЭС и перепадных ГЭС Ингурского каскада, капсульные гидроагрегаты мощностью по 19,2 МВт на Киевской и Каневской ГЭС, уникальные капсульные гидроагрегаты мощностью по 47,3 МВт на Саратовской ГЭС.

Подпятники (или упорные подшипники) горизонтальных гидроагрегатов имеют ту особенность, что они должны воспринимать прямое и обратное усилие. В режимах пуска, набора нагрузки и во всех установившихся режимах осевое гидравлическое усилие имеет прямое направление (в сторону нижнего бьефа); при остановках, сбросах нагрузки, а также при работе в моторном режиме возникает усилие, действующее в обратную сторону. Поэтому подпятники на горизонтальных агрегатах выполняются двойными — диск имеет две зеркальные поверхности; по обе стороны диска установлены сегменты — для восприятия прямого и обратного осевого усилия (прямой и обратный подпятники или, как принято заводом «Электросила», — подпятник и контрподпятник). В одних конструкциях (Киевская и Каневская ГЭС) прямой и обратный подпятники рассчитываются на одинаковую нагрузку, в других (Череповецкая и Саратовская ГЭС) обратный подпятник рассчитывается на меньшую нагрузку, чем прямой.

Из приведенных в табл. 7-1 данных подпятников горизонтальных гидроагрегатов некоторых действующих ГЭС видно, что подпятники работают при невысоких обших и удельных нагрузках.

Имеется два различных конструктивных исполнения подпятников горизонтальных гидроагрегатов: подпятники на пружинном основании (ленинградского завода «Электросила») и подпятники с рычажной системой опирания (харьковского завода «Электротяжмаш»). В подпятниках на пружинном основании каждый сегмент опирается на большое количество (до 60) пружин специальной конструкции — из плоских штампованных дисков, набранных в пакеты. Пружины имеют стабильную жесткость (разброс  $\pm 3\%$ ), чем выгодно отличаются от применявшихся в старых конструкциях витых спиральных пружин, которые имели весьма нестабильные механические характеристики (см. гл. 1). На пружины опираются сегменты как прямого, так и обратного подпятника<sup>1</sup>. Сегменты обратного подпятника меньше по размерам, поскольку во всех пружинных подпятниках обратный подпятник рассчитывается на меньшую нагрузку (табл. 7-1).

<sup>1</sup> Исключение составляет подпятник полупрямоточного агрегата Камской ГЭС, у которого сегменты прямого подпятника имеют пружинное, а обратного подпятника — жесткое опирание (см. табл. 7-1).

Таблица 7-1

Основные данные подпятников горизонтальных гидроагрегатов

Параметр	Гидроэлектростанция			
	Камская	Череповецкая	Киевская	Саратовская
Частота вращения ротора, об/мин . . . . .	125	93,75	85,7	75
Общая нагрузка, МН . .	$\frac{3,0}{1,0}$	$\frac{3,0}{1,0}$	$\frac{3,0}{3,0}$	$\frac{7,0}{3,0}$
Число сегментов . . . . .	$\frac{12}{12}$	$\frac{12}{12}$	$\frac{6}{6}$	$\frac{16}{16}$
Удельная нагрузка, МПа	$\frac{2,16}{1,3}$	$\frac{2,16}{1,3}$	$\frac{2,74}{2,74}$	$\frac{2,24}{1,63}$
Средняя окружная скорость, м/с . . . . .	$\frac{11,5}{12,6}$	$\frac{8,6}{9,4}$	$\frac{5,8}{5,8}$	$\frac{9,8}{10,7}$
Наружный диаметр сегментов, м . . . . .	$\frac{2,1}{2,1}$	$\frac{2,1}{2,1}$	$\frac{1,66}{1,66}$	$\frac{3,0}{3,0}$
Внутренний диаметр сегментов, м . . . . .	$\frac{1,4}{1,75}$	$\frac{1,4}{1,75}$	$\frac{0,91}{0,91}$	$\frac{2,0}{2,46}$
Размеры сегментов (длина, ширина), см . . .	$\frac{33 \times 35}{36,5 \times 17,5}$	$\frac{33 \times 35}{36,5 \times 17,5}$	$\frac{51 \times 37,5}{11 \times 37,5}$	$\frac{39 \times 50}{42 \times 27}$
Конструктивное исполнение . . . . .	$\frac{\text{Пружинный}}{\text{Жесткий}}$	$\frac{\text{Пружинный}}{\text{Пружинный}}$	$\frac{\text{Рычажный}}{\text{Жесткий}}$	$\frac{\text{Пружинный}}{\text{Пружинный}}$

Примечание. В числителе приведены данные по прямому подпятнику, в знаменателе — по обратному подпятнику. Подпятники, аналогичные установленным на Череповецкой ГЭС, имеют агрегаты переладных ГЭС Ингурского каскада.

Пружины расположены со смещением относительно центра сегмента для создания необходимого эксцентриситета. Пружинное основание сегментов обеспечивает их эластичность. Так, пружины под сегментами прямого подпятника агрегата Череповецкой ГЭС при приложении полной нагрузки прогибаются более чем на 1,5 мм. Такая податливость сегментов смягчает пульсации от биения зеркальной поверхности диска и способствует некоторому выравниванию нагрузки между сегментами.

В рычажных подпятниках сегменты прямого подпятника опираются на выравнивающую рычажную систему. На рис. 7-1 схематически показан подпятник агрега-



та Киевской ГЭС такой конструкции. Сегменты прямого подпятника 1 опираются на верхние рычаги 2. Опирается через упор 5, закрепленный в теле сегмента, и опору 6, установленную в теле верхнего рычага. У упора 5 поверхность опирания — плоскость, у опоры 6 — сфера. Верхние рычаги опираются по радиальным линиям на нижние рычаги 3, которые имеют возмож-

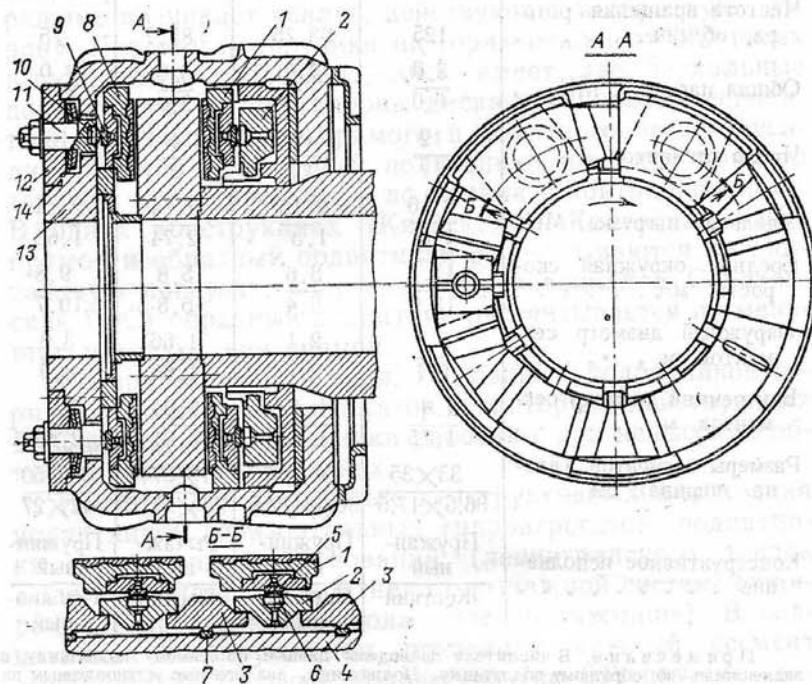


Рис. 7-1. Подпятник агрегата Киевской ГЭС.

ность качаться на опорах 7, запрессованных в неподвижной обойме 4. Если рабочая поверхность какого-либо сегмента окажется выше плоскости рабочих поверхностей остальных сегментов, то этот сегмент воспримет большую, по сравнению с другими сегментами, нагрузку. Под действием этой нагрузки сегмент вместе с верхним рычагом 2 сдвинется по направлению от диска. Нижние опорные рычаги 3 повернутся вокруг своих линий качения и сдвинут по направлению к диску соседние сегменты. Перемещение, но уже меньшее, передается на следующие сегменты, и так далее. Процесс будет про-

исходить до тех пор, пока нагрузка не будет распределена равномерно по всем сегментам.

Так как усилия в элементах рычажной системы передаются по небольшим площадкам и удельные нагрузки могут быть значительными, то все опорные поверхности выполнены из материала высокой твердости. Детали 5—7 выполнены из стали ШХ-15 и имеют твердость опорных поверхностей HRC 60—65. Твердость опорных поверхностей верхних рычагов 2 и нижних рычагов 3 составляет HRC 29—33, а обработка поверхности выполнена по 9-му классу чистоты.

Опирается обратного подпятника в данной конструкции (рис. 7-1) выполнено по жесткой схеме. Сегменты 8, аналогичные по конструкции и размерам сегментам прямого подпятника, через упор 9 и опору 10 оперты на специальные оси 11, которые фланцами 12 прикреплены к корпусу 13. Между осями 11 и фланцами 12 помещены тарельчатые пружины 14, придающие некоторую эластичность опорной системе обратных сегментов, что позволяет смягчать биение диска и в некоторой степени сглаживает пульсации.

Подпятники с рычажной выравнивающей системой широко применяются на паровых и газовых турбинах и на судовых двигательных установках (см. [Л. 33]).

В зарубежной практике на горизонтальных гидроагрегатах применяются подпятники с жестким опиранием сегментов. Капсульные горизонтальные агрегаты французской приливной станции Сен-Мало имеют подпятники на гидравлической опоре [Л. 20] (конструкция заимствована в СССР [Л. 43]).

Подпятники или упорные подшипники горизонтальных гидроагрегатов работают в значительно более легких условиях, чем подпятники вертикальных гидроагрегатов. Если на подпятники последних постоянно действует вес ротора, а при работе добавляется реакция воды, то на подпятники горизонтальных гидроагрегатов действует только реакция воды.

На горизонтальных агрегатах при пусках между диском и сегментами имеется значительный зазор, образовавшийся при предыдущей остановке за счет сдвига ротора в осевом направлении от прямого подпятника к обратному подпятнику (контрподпятнику). Масляная пленка между сегментами и диском сохраняется в течение всей стоянки агрегата. В процессе пуска ротор от



приложенного гидравлического усилия смещается в сторону прямого подпятника, выбирая зазор и нагружает его сегменты.

Как показали замеры, при работе на холостом ходу и малых нагрузках (меньше 25% номинальной) осевое усилие действует в сторону обратного подпятника, частично нагружая его. Прямой подпятник при этом разгружен. При работе генератора под нагрузкой условия работы подпятника также легкие. Как видно из табл. 7-1, наибольшая расчетная удельная нагрузка, действующая на прямой подпятник, ни в одном случае не достигает 3,0 МПа. Замеры на действующих подпятниках показали, что действительная нагрузка на прямой подпятник меньше расчетной.

Таким образом, трудностей при работе подпятников горизонтальных агрегатов под нагрузкой и при пусках не возникает (нагрузки, действующие на подпятник, незначительны, имеется масляная пленка между поверхностями трения при пуске).

#### **7-2. УПРОЩЕНИЕ УПРАВЛЕНИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ГИДРОАГРЕГАТАМИ В СВЯЗИ С ОСОБЕННОСТЯМИ ПОДПЯТНИКОВ**

Учитывая легкие условия работы подпятников горизонтальных гидроагрегатов при пусках, можно упростить схемы управления агрегатами. Известно, что на всех гидроагрегатах с поворотными лопастными турбинами при остановках производится поворот лопастей рабочего колеса с минимального угла, соответствующего холостому ходу, на пусковой угол, близкий к максимальному, а при пусках, наоборот, с пускового угла на минимальный угол. Это делается для облегчения условий работы подпятника при пусках (при больших углах установки лопастей рабочего колеса осевое гидравлическое усилие меньше, чем при малых углах). При горизонтальных гидроагрегатах от этой схемы можно отказаться. Такое изменение схемы пуска и остановки было проведено на Череповецкой ГЭС [Л. 18]. По первоначально принятой на ГЭС схеме автоматики лопасти рабочего колеса в процессе остановки устанавливались на пусковой угол  $+5^\circ$ . При этом угле и пусковом открытии направляющего аппарата 13% производился пуск агрегатов. В процессе эксплуатации пусковой угол был уменьшен до  $0^\circ$  при сохранении прежнего пускового открытия направляющего аппарата. При этом осевое уси-

лие на подпятник возросло на 12% и составило 54% рабочего усилия, т. е. 16,0 МН, а удельная нагрузка 1,2 МПа.

Угол установки лопастей рабочего колеса соответствует при работе на комбинаторной зависимости 50% номинальной мощности генератора. Было решено отказаться от автоматического разворота лопастей на пусковой угол при остановке и последующего свертывания его при пуске, установив минимальный угол поворота лопастей  $0^\circ$ . При этом турбины работают в зоне малых нагрузок как пропеллерные, а в зоне больших нагрузок как поворотно-лопастные.

Уменьшение пускового угла с  $+5^\circ$  до  $0^\circ$  и отказ от автоматического разворота лопастей на пусковой угол упростило схему автоматики и сократило время пуска и набора нагрузки. Если по старой схеме время достижения синхронной частоты вращения при пуске равнялось 17,6 с, то по новой схеме оно составило 10,4 с. Кроме того, облегчился режим работы маслonaпорных установок при пусках и остановках. Поскольку агрегаты редко работают в зоне нагрузок меньше 50% номинальной, увеличение угла установки лопастей рабочего колеса до  $0^\circ$  в этой зоне не имеет практического значения.

При остановках подпятники горизонтальных агрегатов также работают в значительно более легких условиях, чем подпятники вертикальных агрегатов. На подпятники вертикальных агрегатов в течение процесса остановки действует нагрузка от веса вращающихся частей, для крупных агрегатов весьма значительная (до 3,0 МПа). Это вызывает необходимость облегчать работу подпятника в самом конце остановки и тормозить ротор при частоте вращения 20—30% номинальной, чтобы сократить время работы на низких оборотах.

В подпятниках горизонтальных агрегатов в таком облегчении нет необходимости, так как в конце остановки, при малой частоте вращения ротора к подпятнику не приложено никакой нагрузки. Поэтому торможения можно не осуществлять. В генераторах Череповецкой ГЭС это обстоятельство учтено еще на заводе. Они изготовлены без тормозных устройств и останавливаются на выбеге. В результате тормозящего действия воды и небольшой массы ротора остановка на выбеге длится немного — около 1 мин. При больших протечках через ло-

патки закрытого направляющего аппарата время выбега увеличивается. Неоднократно наблюдались случаи, когда после закрытия направляющего аппарата ротор не останавливался в течение длительного времени (2—3 ч), а вращался при очень малой частоте вращения (2—5% номинальной). В этих случаях остановить ротор можно либо путем разворота лопастей рабочего колеса на полное открытие, либо свертыванием их на полное закрытие.

Для подпятника длительное вращение при малой скорости не представляет опасности, так как при этом нет нагрузки. В более тяжелых условиях находятся опорные подшипники, но, как показал опыт эксплуатации, они также выдерживают такие режимы.

### 7.3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ КОНТРПОДПЯТНИКОВ

Известно, что при переходных режимах (остановки, сбросы нагрузки и т. п.) в поворотно-лопастных гидротурбинах происходит рассогласование комбинаторной зависимости и турбины попадают в разгонную и тормозную зоны характеристики. В этих зонах осевое гидравлическое усилие меняет знак и действует в сторону верхнего бьефа, т. е. появляется так называемое отрицательное осевое усилие. Модельные испытания [Л. 19] показали, что для горизонтальных турбин отрицательные осевые усилия больше, чем для вертикальных.

Замерами на горизонтальном капсульном агрегате Череповецкой ГЭС установлено, что при разгрузке с 50% мощности до нуля и свертывании лопастей до  $-5^\circ$  возникает отрицательное осевое гидравлическое усилие, превышающее нагрузку, на которую рассчитан контрподпятник. В случае закрытия направляющего аппарата при включенном в сеть генераторе и переходе его в моторный режим появляется отрицательное гидравлическое усилие, примерно такое же, как и рабочая нагрузка на прямой подпятник. Поэтому представляется целесообразным обратный подпятник выполнять на ту же нагрузку, что и прямой. Практически это не вызовет удорожания генератора и его усложнения, а надежность его значительно повысится.

На Череповецкой ГЭС, где обратный подпятник рассчитан на треть нагрузки прямого подпятника (табл. 7-1), в начале эксплуатации произошло самопроизвольное закрытие направляющего аппарата при вклю-

ченном в сеть генераторе [Л. 18]. Генератор перешел в моторный режим, произошла перегрузка обратного подпятника и его повреждение. Баббитовая поверхность сегментов обратного подпятника оказалась подплавленной.

На агрегатах Киевской ГЭС в первый период эксплуатации также были случаи произвольного закрытия направляющего аппарата при включенном в сеть генераторе [Л. 48]. Однако повреждений обратного подпятника это не вызвало. Как видно из табл. 7-1, на агрегатах Киевской ГЭС обратный и прямой подпятники выполнены на одинаковую нагрузку.

Впоследствии, по необходимости, на Киевской ГЭС была введена работа агрегатов в режиме синхронных компенсаторов при вращении рабочих колес в воде и полностью свернутых лопастях. Никаких затруднений в работе подпятника при этом не возникало.

### 7.4. ОСОБЕННОСТИ РЕМОНТА

Ремонт подпятника горизонтального гидроагрегата значительно отличается от ремонта подпятника вертикального гидроагрегата. При ремонтах последнего шабровку баббитовой поверхности сегментов производят с проверкой непосредственно по зеркальной поверхности диска. Для этого делается прокрутка ротора на сегментах, смазанных салом. Сегменты загружены весом ротора агрегата, который в большинстве случаев составляет не менее половины от рабочей нагрузки на подпятник. При ремонте подпятника горизонтального гидроагрегата (без демонтажа ротора) произвести шабровку сегментов непосредственно по «зеркалу» нельзя. Ее приходится делать по шабровочной плите.

Регулировку нагрузки на сегменты подпятника горизонтального агрегата также нельзя провести, как это делается на вертикальных агрегатах, потому что нет возможности загрузить сегменты на неработающем агрегате. Поэтому очень важно иметь конструкции с автоматическим выравниванием нагрузки между сегментами, позволяющие исправлять неточности предварительной установки сегментов при монтаже или ремонте (например, рычажные подпятники на агрегатах Киевской ГЭС).

Подпятники с пружинным опиранием хотя и эластичны, но не обеспечивают полного выравнивания нагрузки между сегментами. В этом случае при ремонте и восста-



новлении поврежденных сегментов или их замене необходимо производить подгонку сегментов между собой по толщине с высокой точностью до 0,03—0,05 мм. Это лучше всего выполнять на фрезерном станке (профрезеровать баббитовую поверхность всех сегментов с одной установки фрезы).

Наиболее трудоемкая и ответственная операция при ремонтах или ревизиях подпятников горизонтальных гидроагрегатов — разборка и сборка маслованны. Выполнять эту операцию без специального приспособления очень трудно. На Череповецкой ГЭС для разборки ванны было разработано и изготовлено специальное приспособление, облегчившее эту операцию [Л. 18].

В целом разборка и ремонт подпятников горизонтальных агрегатов значительно сложнее, чем вертикальных. Поэтому при конструировании их необходимо принять меры по обеспечению максимально возможной надежности подпятника, чтобы исключить его частые ревизии и ремонты.

Как уже отмечалось, подпятники горизонтальных гидроагрегатов работают в значительно более легких условиях, чем подпятники вертикальных агрегатов. Тем не менее повреждения подпятников горизонтальных агрегатов имели место. Кроме уже упомянутого повреждения сегментов обратного подпятника на одном из агрегатов Череповецкой ГЭС, известны повреждения подпятников агрегата Киевской, а также Саратовской ГЭС.

В обоих последних случаях причиной явилось сильное загрязнение маслованны (обнаружено большое количество окалины, кусков металла от сварки, песка, стружки и др.) и попадание твердых инородных частиц на поверхности трения. В результате в подпятнике агрегата Киевской ГЭС произошло подплавление сегментов прямого подпятника в средней части (больше 50% всей поверхности), а в подпятнике агрегата Саратовской ГЭС — сегментов прямого и обратного подпятников. На зеркальных поверхностях дисков в обоих случаях обнаружены кольцевые риски. На агрегате Киевской ГЭС, кроме того, обнаружен значительный износ уплотнительного кольца маслованны со стороны генераторного подшипника, что привело к снижению уровня масла в ванне подпятника. Восстановительные ремонты в обоих случаях были трудоемкими из-за особенностей конструкций горизонтальных гидроагрегатов.

## 7-5. СИСТЕМА СМАЗКИ

Особенностью подпятников горизонтальных гидроагрегатов является наличие принудительной циркуляционной системы смазки. От надежности системы смазки зависит надежность работы подпятника, а также опор-

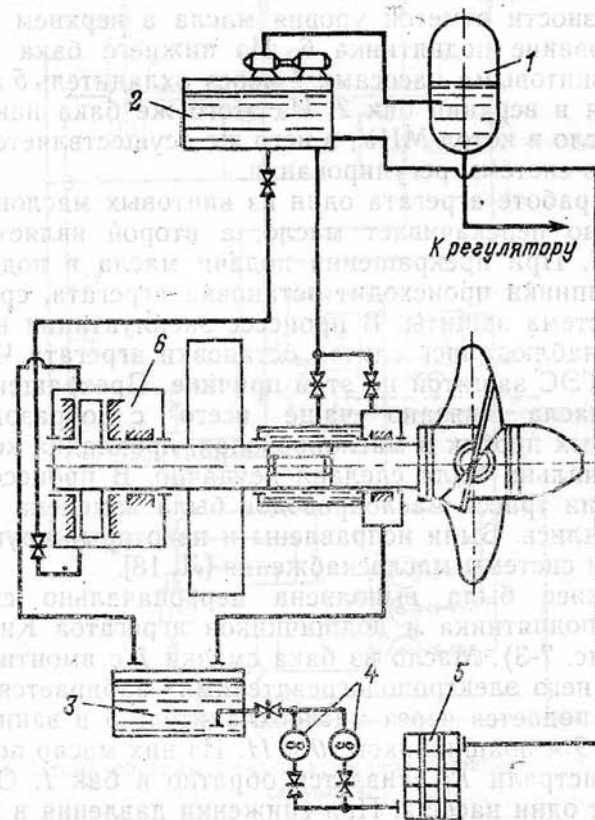


Рис. 7-2. Схема системы смазки подпятника и подшипников агрегата Череповецкой ГЭС.

ных подшипников, т. е. безаварийная работа агрегата. На действующих горизонтальных гидроагрегатах система смазки объединена с системой регулирования или имеет с ней связь.

На рис. 7-2 показана схема смазки подпятника и опорных подшипников капсульного гидроагрегата Череповецкой ГЭС. Общая масляная система на два агрегата имеет один напорный масловоздушный котел 1 и три



На каждом агрегате, кроме того, установлен насос 8 (типа НПД-50М) с подачей 15 л/мин при давлении 20,0 МПа, который подает масло к трущимся поверхно-

В схеме предусмотрен электромагнитный клапан 7, подающий при необходимости масло от котла МНУ раздельно в магистраль низкого и высокого давления системы смазки.

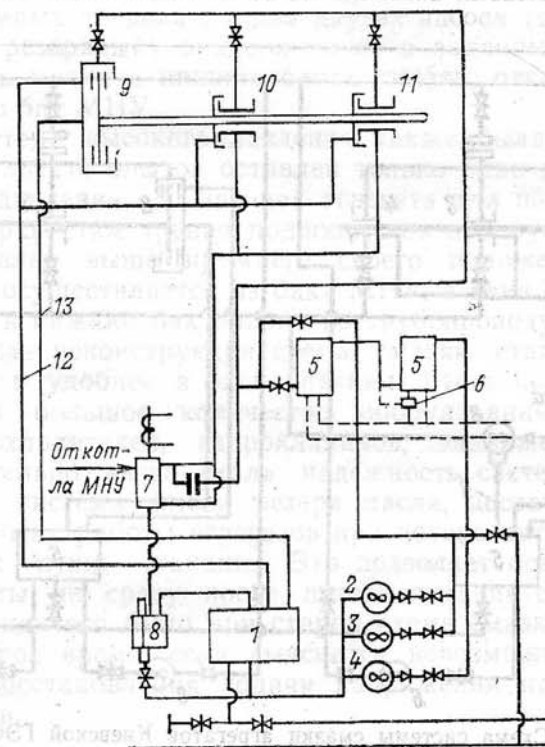


Схема смазки очень сложна. На каждый агрегат приходится пять маслососов, клапан резервирования, гидроклапан, большое число электрических переключателей, задвижек, контактных и показывающих манометров

<sup>1</sup> Подогрев масла производится перед пуском.

и т. п. Надежность такой схемы смазки оказалась недостаточной, а обслуживание очень трудным (учитывая, что на ГЭС большое число гидроагрегатов).

В ходе эксплуатации на Киевской ГЭС была проведена полная реконструкция системы смазки [Л. 40]. Новая система смазки выполнена единой для блока из четырех

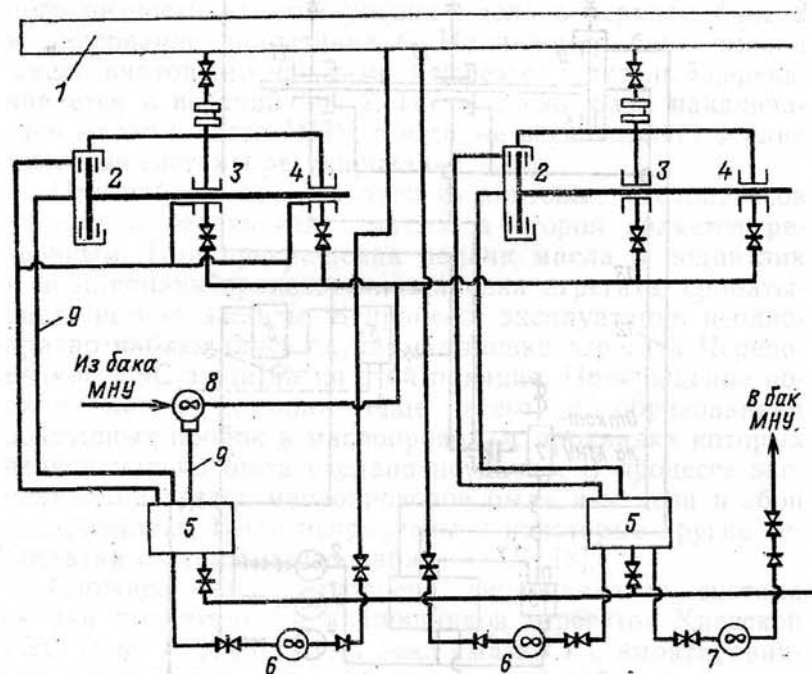


Рис. 7-4. Схема системы смазки агрегатов Киевской ГЭС после реконструкции.

агрегатов с самотечной подачей масла к подпятникам и подшипникам и централизованным отводом протечек масла. На рис. 7-4 показана схема смазки агрегатов Киевской ГЭС после реконструкции. Из верхнего бака 1 (выполненного из стальной трубы диаметром 600 мм длиной 42 м) масло самотеком подается в подпятники 2 и подшипники 3 и 4 четырех агрегатов (на рис. 7-4 схема смазки показана только на два агрегата), откуда оно сливается в нижние баки 5, сохранившиеся от старой системы. Все четыре нижних бака смазки объединены общим трубопроводом диаметром 270 мм, так что уровень масла в них одинаков. Из нижних баков масло на-

сосами 6 откачивается в верхний бак, а его излишки от протечек из системы регулирования откачиваются насосом 7 в бак МНУ блока. Насосы взяты те, которые использовались в первоначальной системе для работы в разгонном режиме. Два насоса из четырех (рабочий и резервный) поддерживают уровень масла в верхнем баке в заданных пределах, а два других насоса (также рабочий и резервный) поддерживают в заданных пределах уровень масла в нижних баках смазки, откачивая протечки в бак МНУ.

Система высокого давления также была упрощена. В результате опытов оставлен только один насос высокого давления 8 на два агрегата для подачи масла к поверхностям трения подшипников при пусках. Насос установлен выше прежнего своего положения. Забор масла осуществляется из бака МНУ, а слив дренажного масла в нижний бак смазки по трубопроводу 9.

После реконструкции схема смазки стала намного проще и удобнее в эксплуатации. Было исключено из работы большое количество оборудования (насосов, маслоохладителей, гидроклапанов, задвижек и др.). Значительно выше стала надежность системы смазки. Новая система имеет резерв масла, достаточный для 10—12 мин работы агрегатов при потере питания собственных нужд станции. Это позволяет останавливать агрегаты не сразу после потери питания собственных нужд, как это было при старой схеме смазки, а спустя некоторое время, если выяснится невозможность быстрого восстановления подачи напряжения на двигатели насосов.

# ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ПОДПЯТНИКОВ

## Глава восьмая

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ И УСТРАНЕНИЕ НЕРОВНОСТИ ЗЕРКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСКА

#### 8-1. КЛАССИФИКАЦИЯ НЕРОВНОСТЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

Подпятники гидрогенераторов рассчитываются, исходя из предположения идеально ровных поверхностей трения. В действительности всегда имеются отклонения от плоскости зеркальной поверхности диска и сегментов. Особенно большое значение для работы подпятника имеет обеспечение необходимой ровности более жесткого элемента пары трения — зеркальной поверхности диска подпятника.

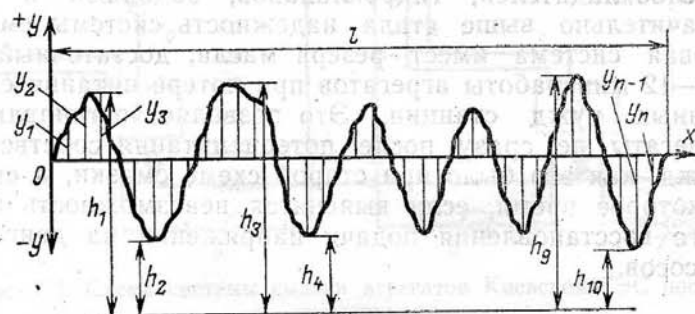


Рис. 8-1. К определению параметров шероховатости.

Отклонение реальной поверхности от изображенной на чертеже геометрической поверхности диска характеризуется тремя параметрами: шероховатостью (или микронеровностью), волнистостью и макронеровностью. Эти виды неровности могут возникнуть при изготовлении диска в результате разнообразных способов его обработки. На зеркальной поверхности диска подпятника имеются обычно все эти виды неровностей, которые оказывают существенное влияние на работу подпятника.

**Шероховатость** — это совокупность неровностей с от-

носительно малыми шагами, образующих рельеф поверхности. В соответствии с ГОСТ 2789-73 вычисление параметров шероховатости производится на участке поверхности, равном базовой длине  $l$ , большей шага шероховатости (рис. 8-1). Базовая длина выбирается так, чтобы она учитывала только шероховатость и не учитывала другие виды неровности, имеющие шаг больше  $l$ .

Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789-73 определяется одним из двух следующих параметров: средним арифметическим отклонением профиля  $R_a$  или высотой неровностей  $R_z$  ( $R_a$  — среднее значение расстояний  $y_1, y_2, \dots, y_n$  от точек измеренного профиля до его средней линии<sup>1</sup>):

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y| dx \quad (8-1)$$

или приближенно

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i| \quad (8-2)$$

Высота неровностей  $R_z$  — среднее расстояние между находящимися в пределах базовой длины пятью высшими точками выступов и пятью низшими точками впадин, измеренное от линии, параллельной средней линии (рис. 8-1):

$$R_z = \frac{(h_1 + h_3 + \dots + h_9) - (h_2 + h_4 + \dots + h_{10})}{5} \quad (8-3)$$

Установлено 14 классов чистоты поверхности<sup>2</sup>, для каждого из которых даны максимальные значения шероховатости  $R_a$  и  $R_z$  и базовые длины  $l$  (табл. 8-1). Классы чистоты поверхности 6—14 дополнительно разделены на разряды (табл. 8-2). Для классов 6—12 основной является шкала  $R_a$ , а для классов 1—5, 13 и 14 — шкала  $R_z$ .

Измерение шероховатости должно производиться в направлении, которое дает наибольшее значение  $R_a$  и  $R_z$ .

<sup>1</sup> Средняя линия профиля — линия, делящая измеренный профиль таким образом, что сумма квадратов расстояний от точек профиля до этой линии минимальна.

<sup>2</sup> В ГОСТ 2789-73 градация шероховатости поверхности по классам названа «классами чистоты», а не «классами шероховатости».



Таблица 8-1

## Классы чистоты поверхности

Класс чистоты поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ , мкм, не более	Высота неровностей $R_z$ , мкм, не более	Базовая длина $l$ , мм
1	80	320	8
2	40	160	
3	20	80	
4	10	40	2,5
5	5	20	
6	2,5	10	0,8
7	1,25	6,3	
8	0,63	3,2	
9	0,32	1,6	0,25
10	0,16	0,8	
11	0,08	0,4	
12	0,04	0,2	
13	0,02	0,1	0,08
14	0,01	0,05	

Для измерения шероховатости применяются различные устройства и приборы. Наибольшее распространение получили оптические и щуповые приборы [Л. 31]. Шероховатость зеркальной поверхности диска чрезвычайно сильно сказывается на работе подпятника. Поэтому при изготовлении его на заводе зеркальную поверхность диска обрабатывают до 9-го класса чистоты [Л. 38].

Таблица 8-2

## Классы и разряды чистоты

Класс чистоты поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ , мкм, не более			Высота неровностей $R_z$ , мкм, не более		
	Разряды					
	а	б	в	а	б	в
6	2,5	2,0	1,6	10	8	—
7	1,25	1,0	0,8	6,3	5,0	4,0
8	0,63	0,5	0,4	3,2	2,5	2,0
9	0,32	0,25	0,20	1,6	1,25	1,0
10	0,16	0,125	0,10	0,8	0,63	0,50
11	0,08	0,063	0,05	0,4	0,32	0,25
12	0,04	0,032	0,025	0,2	0,16	0,125
13	0,02	0,016	0,012	0,1	0,08	0,063
14	0,01	0,008	0,006	0,05	0,04	0,032

**Волнистость** — это совокупность периодических, более или менее регулярно повторяющихся и близких по размерам чередующихся впадин и выступов, образующих неровности с расстоянием, значительно большим, чем у шероховатости. Шаг волнистости обычно выражается в единицах миллиметров. Волнистость образуется в процессе обработки, когда возникают колебания станка, инструмента, изделия, оставляющие на обработанной поверхности следы в виде волн. Волнистость может быть в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Повышенная волнистость зеркальной поверхности диска также утяжеляет условия работы подпятника. Однако ее влияние сказывается на действующих подпятниках меньше, чем шероховатость, в силу того что волнистость (с шагом один или несколько миллиметров) в процессе эксплуатации не возрастает, в то время как шероховатость обычно увеличивается.

**Макронеровность** (или погрешность формы) — это единичные, не повторяющиеся регулярно отклонения поверхности от номинальной формы (для зеркальной поверхности диска подпятника — выступы и впадины). Макронеровности обычно являются наибольшими по размерам (в плане и по высоте) среди всех трех видов неровности. Макронеровности на зеркальной поверхности диска при его изготовлении на заводе не должны превышать 0,03 мм (по заводским нормам).

## 8-2. ШЕРОХОВАТОСТЬ ЗЕРКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСКА

## а) Причины и последствия повышенной шероховатости

При изготовлении подпятников на заводах зеркальные поверхности дисков обрабатываются до получения чистоты 9-го класса<sup>1</sup>.

В процессе эксплуатации происходит естественное ухудшение состояния зеркальной поверхности диска, повышение его шероховатости. Это объясняется попаданием в масло механических примесей, воды и некоторыми другими причинами. Повышение шероховатости ухудшает условия работы подпятника при пусках, остановках, увеличивает потери и соответственно повышает

<sup>1</sup> В некоторых книгах указывается меньшая требуемая чистота зеркальной поверхности диска. Так, в [Л. 26] указывается, что чистота зеркальной поверхности диска подпятника должна быть не ниже 8-го класса.

температуру подпятника, что в отдельных случаях приводит к повреждению поверхностей трения.

Испытаниями на модельной установке и в натурных условиях было установлено, что между шероховатостью

Таблица 8-3

Зависимость коэффициента трения от чистоты поверхности

Параметр	Класс и разряд чистоты				
	105	95	9a	85	76
Среднее квадратичное отклонение профиля, мкм	0,125	0,250	0,375	0,57	1,12
Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ , мкм	0,10	0,20	0,30	0,47	0,90
Коэффициент трения при трогании при 50-м пуске	0,23	0,32	0,34	0,41	0,45

зеркальной поверхности диска и коэффициентом трения трогания существует определенная зависимость [Л. 57]. Чем меньше шероховатость, тем более низкими будут коэффициенты трения трогания (табл. 8-3).

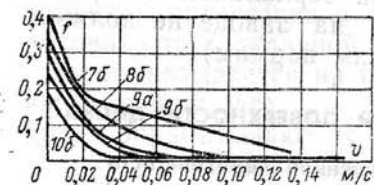


Рис. 8-2. Зависимость коэффициента трения от окружной скорости при пуске и класса чистоты. На кривых указан класс чистоты зеркальной поверхности диска.

зеркальной поверхности диска, тем меньше скорость, при которой достигается минимальное значение коэффициента трения, т. е. тем раньше наступает фаза жидкостного трения. Эти данные получены на модельной установке после пяти пусков для каждого диска при удельной нагрузке 2,8 МПа.

С увеличением числа пусков коэффициент трения трогания возрастает по мере приработки поверхностей трения (рис. 8-3).

Сначала это возрастание значительно, а затем, после того как произойдет первоначальный износ, прирост коэффициента трения невелик. Из рис. 8-3 видно, как сильно отличаются коэффициенты трения трогания для дисков с разной шероховатостью. При высокой шероховатости (класс 76) с увеличением числа пусков первоначально происходит не увеличение, а снижение коэффициента трения трогания.

Анализ данных натурных и модельных исследований толщины масляной пленки при пусках показал [Л. 57], что в подпятнике с чистотой зеркальной поверхности диска класса 9a образование масляной пленки начинается при частоте вращения  $n = 8$  об/мин, а в подпятнике с чистотой зеркальной поверхности диска класса 76 — при  $n = 20$  об/мин при той же нагрузке и при одинаковой начальной температуре 30°C. При начальной температуре 40°C образование масляной пленки для первого подпятника произошло при  $n = 18$  об/мин, а для второго подпятника (с шероховатостью зеркальной поверхности диска класса 76) лишь при нормальной частоте вращения, равной 82 об/мин.

Испытания двух одинаковых подпятников на агрегатах одной и той же ГЭС с шероховатостями зеркальных поверхностей дисков классов 8 и 9 показали, что в первом подпятнике коэффициент трения трогания примерно на 30% выше, чем во втором. Худшая работоспособность первого подпятника подтвердилась происшедшей вскоре после испытаний аварией [Л. 57]. При натурных испытаниях подпятников на ряде гидроэлектростанций Советского Союза также отмечена связь ненадежной работы подпятников с повышенной шероховатостью зеркальной поверхности диска.

Таким образом, снижение чистоты зеркальной поверхности дисков до 8-го класса и ниже приводит к значительному осложнению условий работы подпятников, особенно высоконагруженных. Поэтому в процессе эксплуата-

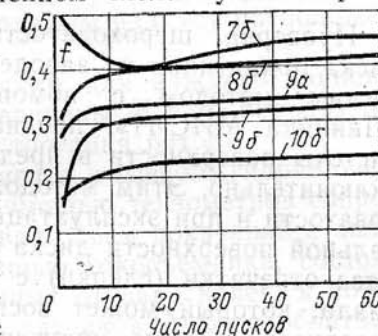


Рис. 8-3. Влияние приработки на коэффициент трения трогания. На кривых указан класс чистоты зеркальной поверхности диска.



тации подпятников необходимо осуществлять периодический контроль чистоты зеркальных поверхностей дисков и их обработку (полирование).

#### 6) Способы контроля

Проверка шероховатости зеркальной поверхности диска подпятника на заводе производится обычно оптическим методом с помощью двойного микроскопа «Линника МИС-11», предназначенного для измерения чистоты поверхности в пределах от 3-го до 9-го класса включительно. Этим методом возможна проверка шероховатости и при эксплуатации на ГЭС. Для этого с зеркальной поверхности диска в выбранных местах снимаются отпечатки (слепки) с помощью пластичного материала, который может воспроизводить все имеющиеся неровности. Затем полученные отпечатки исследуются с помощью микроскопа МИС-11.

Наилучшим материалом для получения слепков является масляно-гуттаперчевая масса [Л. 23]. Кусочки массы 5—15 г нагревают в горячей водяной ванне с температурой 85—100°C. Перед нанесением на исследуемую поверхность кусочки массы разминают так, чтобы на них не было складок, а также водяной пленки. Затем массу прижимают к поверхности, предварительно очищенной бензином. Толщина слепков должна быть не менее 4 мм. При отсутствии масляно-гуттаперчевой массы можно для получения слепков использовать восковой сплав или киноплёнку, размягченную ацетоном.

На некоторых ГЭС была произведена проверка чистоты зеркальной поверхности дисков подпятников указанным методом. Так, на одном из агрегатов Плявиньской ГЭС измерение шероховатости было произведено в 50 точках зеркальной поверхности диска. Было получено, что на 96% площади шероховатость соответствует классу 8, а на остальной площади — классу 7.

Возможно определение состояния зеркальной поверхности диска (а точнее поверхностей трения в подпятнике) косвенным способом — путем определения коэффициента трения при трогании. Для этого при пуске агрегата осциллографируют осевое гидравлическое усилие, крутящий момент на валу и фиксируют момент начала вращения ротора. В момент трогания ротора приложенные к валу силы равны силам трения и измеренный крутящий момент равен моменту сил трения. Коэффициент трения в подпятнике при трогании  $f$  определяется по сле-

дующей формуле

$$f = \frac{M}{(G + P_0) R_{тр}}, \quad (8-4)$$

где  $M$  — крутящий момент на валу;  $G$  — вес ротора агрегата;  $P_0$  — гидравлическое осевое усилие;  $R_{тр}$  — радиус трения (может быть принят равным радиусу расположения опор).

Величина  $G$  и  $R_{тр}$  постоянны для каждого данного подпятника и агрегата; величины  $M$  и  $P_0$  находят по осциллограмме для момента трогания ротора.

Измерение крутящего момента и осевого гидравлического усилия производят с помощью тензометров сопротивления, наклеиваемых на вал. Съём показаний с вала можно осуществлять с помощью токосъемника, состоящего из щеток и изолированных от вала колец, к которым припаивают провода от датчиков. Можно обойтись и без щеточного токосъема. В этом случае провода от датчиков припаивают к одной половине штыревого разъема, закрепленного на валу. Вторая половина разъема с проводами, подсоединенными к регистрирующей аппаратуре, соединяется с первой и при трогании ротора выдергивается, обеспечив необходимый съём показаний с вала в начале первого оборота ротора. По опыту, накопленному в результате измерений таким способом, известно, что при нормальном состоянии поверхностей трения подпятника коэффициент трения трогания равен 0,15—0,20.

При ухудшении состояния поверхностей трения (повышении шероховатости зеркальной поверхности диска) коэффициент трения трогания получается более высоким. Так, на Воткинской ГЭС было проведено измерение коэффициента трения на двух гидроагрегатах: на агрегате с нормально работающим подпятником и на агрегате с подпятником, прошедшим опытную операцию суперфиниширования зеркальной поверхности диска; в последнем случае в результате неотработанной технологии обработки поверхностей шероховатость повысилась. В первом случае получили коэффициент трения 0,15—0,17, во втором 0,22—0,25. При пусках на сегментах, смазанных салом, получили коэффициент трения 0,06.

На Плявиньской ГЭС был определен коэффициент трения трогания в подпятнике, на котором измеренная с помощью слепков шероховатость соответствовала 8-му,



а местами 7-му классу чистоты. Он оказался равным 0,28. Таким образом, по коэффициенту трения трогания можно судить о состоянии зеркальной поверхности диска. При значении коэффициента трения 0,15—0,20 состояние зеркальной поверхности нормальное, при значении, большем 0,20 — ухудшенное. Чем больше коэффициент трения, тем хуже состояние зеркальной поверхности диска.

Преимущество рассмотренного способа оценки состояния зеркальной поверхности диска заключается в том, что не требуется разборка подпятника. Необходимо лишь остановка агрегата для наклейки тензометров на вал, пайки схемы и монтажа на валу токосъемного устройства или штыревого разъема. Эти операции с учетом сушки тензометров занимают по 3—4 ч в течение 2—3 дней.

#### **в) Способы уменьшения шероховатости зеркальной поверхности диска**

В гидрогенераторах подвешенного типа при расположении подпятника над ротором осуществить механическую обработку зеркальной поверхности диска при капитальных ремонтах гидроагрегата несложно. Для этого диск вместе с втулкой снимается с вала и отправляется для обработки на завод или обрабатывается в условиях ГЭС с помощью довольно простых приспособлений. Втулка подпятника с прикрепленным к ней диском устанавливается зеркальной поверхностью вверх. Внутри втулки в двух подшипниках устанавливается вал. Центровка и раскрепление его производятся распорными шпильками. К верхней части вала, выступающей над зеркальной поверхностью, крепится поперечина, на которой закрепляются две нагруженные плиты, облицованные сукном. Все устройство приводится во вращение электродвигателем через редуктор и клиноременную передачу.

Подобные устройства изготовлены и используются на ряде ГЭС. На Усть-Каменогорской ГЭС принят следующий режим полировки зеркальных поверхностей дисков подпятников: нагрузка на полировочные поверхности плит: 15,0 кПа, частота вращения вала с плитами 4 об/мин, длительность обработки 37—42 ч. Полировка производится пастой ГОИ с турбинным маслом. Раствор пасты наносится на поверхность диска периодически — через каждые 30 мин.

После такой обработки с зеркальной поверхности диска исчезают круговые риски, кометообразные натирь, появившиеся в процессе эксплуатации; поверхность из матовой становится зеркальной. После полировки зеркальной поверхности диска при работе подпятника отмечается снижение температуры сегментов на 2°C.

В подпятниках гидрогенераторов зонтичного типа обработка зеркальной поверхности диска затруднена, так как практически втулка никогда не снимается с вала. Поэтому зеркальные поверхности дисков обычно при капитальных ремонтах лишь осматривают, и если на них появляются местные дефекты (риски, царапины, вмятины, язвины и т. п.), то их зашлифовывают вручную брусками и затем вручную полируют пастой ГОИ. Основное внимание обращают на то, чтобы не оставалось острых кромок.

В отдельных случаях состояние зеркальной поверхности диска оказывается настолько плохим, что требуется необходимость в ее машинной обработке. Эксплуатационным персоналом Горьковской ГЭС был разработан и изготовлен самоходный станок, позволяющий производить обработку зеркальной поверхности диска на месте, без демонтажа ротора и снятия втулки с диском с вала. Для подгонки и установки станка был разрезан на две половины и раздвинут стол подпятника. С помощью этого станка на подпятнике одного из агрегатов Горьковской ГЭС была обработана зеркальная поверхность диска.

На рис. 8-4 схематически показана установка станка в подпятнике. Рама 4 станка опирается непосредственно на диск 2 с его наружной и внутренней стороны четырьмя роликами 5: снаружи — на нерабочую поверхность выступающего из-под ступицы 1 диска, внутри — на буртик внутренней проточки. Кроме того, имеются четыре направляющих ролика 6, которые катятся по внутренней и наружной цилиндрическим поверхностям диска.

Перемещение рамы станка по окружности подпятника обеспечивается электродвигателем 7 через редуктор. Пластинчатая цепь 8 зацеплена со звездочками редуктора и наружной цилиндрической поверхностью ступицы. Питание электродвигателя осуществляется через контактные кольца 9, размещенные на выгородке 3, и щеточное устройство. На раме станка смонтирован механизм обработки с пружинным прижимом, устройством ра-

диальной подачи каретки и вибратором. Для суперфиниширования на каретке устанавливались три абразивных бруска.

Рабочие движения брусков по обрабатываемой поверхности диска при суперфинишировании складываются из трех перемещений: вращательного движения всего станка вокруг диска, коротких поступательных движений

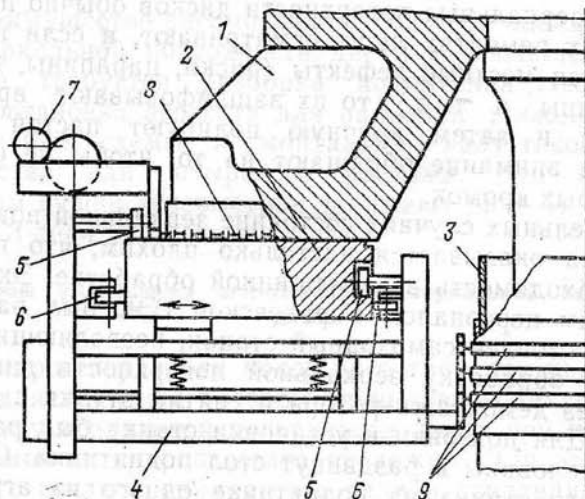


Рис. 8-4. Установка станка в подпятнике для обработки поверхности диска.

брусков (колебаний с высокой частотой) и постепенного перемещения каретки с брусками в радиальном направлении.

Была принята технология обработки, близкая к заводской. Частота движения станка составила около 5 об/мин, частота колебаний брусков — около 1000 в минуту с амплитудой 4 мм, подача каретки с брусками в радиальном направлении — около 20 мм за оборот. Удельная нагрузка на бруски была принята около 30 кПа. Охлаждение и смазка осуществлялись керосином с добавкой 10% веретенного масла.

Основной процесс суперфиниширования проводился мягкими брусками типа КЗМ-40 С1К; были устранены полосы и пятна, раковины и забоины, а также обнаруженная ранее вогнутость зеркальной поверхности диска путем интенсивной шлифовки краев диска. Доводка обработанной таким образом поверхности проводилась

брусками средней твердости КЗМ-40 С1К и окончательно твердыми брусками КЗМ-28 СТ2К. После суперфиниширования с помощью этого же станка проведена полировка зеркальной поверхности диска, для чего на каретке станка был установлен полировальный круг с войлочным покрытием. Частота вращения круга составляла 750 об/мин.

Весь процесс суперфиниширования и полировки зеркальной поверхности диска при непрерывной работе занял 10 сут. Если до обработки диска подпятник был неработоспособным из-за плохого состояния зеркальной поверхности (5—7 класс чистоты), то после описанной обработки подпятник стал работать нормально, все ограничения были сняты.

Аналогичный станок был изготовлен на Воткинской ГЭС для обработки зеркальных поверхностей дисков, на которых через 3 года после ввода агрегатов в эксплуатацию стали появляться поверхностные трещины. Станок по сравнению с примененным на Горьковской ГЭС был более совершенным — он позволял обрабатывать диск без разрезки и демонтажа стола подпятника и имел лучший прижим брусков к обрабатываемой поверхности.

Для суперфиниширования применялись алмазные бруски, изготовленные из порошков синтетических алмазов. Обработка производилась в три приема брусками различной зернистости. Первоначально для удаления дефектов на поверхности диска использовались крупнозернистые бруски из шлифпорошков АС-6—АС-4. На следующем этапе обработки для удаления следов первичной грубой обработки устанавливались бруски из микропорошков АСМ-28—АСМ-20. И для окончательной доводки поверхности применялись бруски из микропорошков АСМ-10—АСМ-5. Бруски предварительно прирабатывались. Операции полирования после обработки брусками не производилось. Так были обработаны зеркальные поверхности дисков подпятников всех агрегатов Воткинской ГЭС, что позволило восстановить работоспособность подпятников.

В рассмотренных двух случаях обработка зеркальных поверхностей дисков производилась в связи с серьезным ухудшением их состояния и потерей подпятниками работоспособности. В большинстве случаев в процессе эксплуатации происходит постепенное ухудшение состояния зеркальных поверхностей дисков. Для поддержания их



состояния на требуемом уровне целесообразно периодически, например в периоды капитальных ремонтов, производить полировку или легкое суперфиниширование с помощью станков, подобных описанному выше. Это обстоятельство должно учитываться еще на стадии проектирования гидрогенератора. В конструкции подпятника должна быть предусмотрена возможность установки станка для обработки зеркальной поверхности диска во время эксплуатации, а сам станок должен поставляться заводом вместе с основным оборудованием — один станок на гидроэлектростанцию.

Кроме механической обработки зеркальной поверхности диска возможны и другие виды его обработки в условиях эксплуатации. Так, на некоторых ГЭС проводилось улучшение состояния зеркальной поверхности диска химико-механическим способом, предложенным Институтом машиноведения [Л. 29]. Этот способ заключается в добавлении к маслу активной серы, которая взаимодействует с металлом зеркальной поверхности диска, образуя сернистые соединения железа. Интенсивность этого процесса наибольшая в зоне максимального давления и температуры. Образовавшаяся пленка сернистых соединений разрушается силами трения. Обнажается поверхность, процесс окисления повторяется. Таким образом обеспечивается постепенное выравнивание выступающих участков на зеркальной поверхности диска.

Способ этот широкого применения не нашел, так как недопустимо попадание масла с добавкой серы в систему регулирования. Масло с добавкой серы должно храниться отдельно от остального, а это в условиях эксплуатации затруднительно, учитывая большие объемы масла в ваннах крупных подпятников.

### 8.3. ВОЛНИСТОСТЬ ЗЕРКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСКА

Волнистость, как она определена выше, т. е. совокупность периодически чередующихся выступов и впадин с шагом порядка одного или нескольких миллиметров, как правило, не проявляется заметно в подпятниках. Очевидно, при принятой технологии изготовления и обработки дисков подпятников этот вид неровности не возникает. И лишь в отдельных случаях при отклонениях от технологии изготовления и обработки или при использовании опытной технологии обработки зеркальной поверхности диска может возникнуть волнистость.

метно влияющая на работу подпятника. Эта волнистость может проявиться как в направлении вращения, так и в радиальном направлении. Так, при обработке зеркальной поверхности диска подпятника агрегата № 9 Воткинской ГЭС, которая производилась по опытной технологии — накатка вместо полирования — образовались концентрические волны глубиной до 0,03 мм и шагом порядка 10 мм.

Диск при осмотрах имел вид граммофонной пластинки. С самого монтажа этот подпятник работал ненадежно и имел ряд повреждений. Только после проведения суперфиниширования с помощью самоходного станка по технологии, изложенной выше, была ликвидирована волнистость в радиальном направлении и обеспечена надежная работа подпятника. До механической обработки зеркала была проведена его обработка химико-механическим способом, для чего при работе подпятника в масло добавлялась активная сера. Это дало некоторое уменьшение волнистости, но процесс сработки шел медленно, так как съему с поверхности диска подлежал большой объем металла.

Следует отметить, что в практике испытаний и эксплуатации подпятников волнистостью обычно называют отдельные крупные по размерам выступы и впадины, которые при вращении ротора создают периодические изменения нагрузки на каждый сегмент. Этот вид неровностей, которые правильно называть макронеровностью, рассматривается ниже.

### 8.4. МАКРОНЕРОВНОСТЬ ЗЕРКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДИСКА

#### а) Причины появления

Макронеровности, т. е. единичные отклонения поверхности от плоскости, имеющие большие размеры в плане, встречаются в действующих подпятниках весьма часто.

При изготовлении и обработке ступицы и диска на заводе их поверхности выполняются как по классу чистоты, так и по отклонению от плоскостности в пределах допусков. Обе плоскости диска и плоскость ступицы, сопрягаемая с диском, выполняются с отклонением от плоскостности не более 0,03 мм. Однако при горячей посадке ступицы на вал с натягом во время монтажа происходит деформация втулки, причем наиболее сильно искривляется поверхность, сопрягаемая с диском.



Неровности, появившиеся на плоскости ступицы, передаются на зеркальную поверхность диска, вызывают ее искривление и биение диска при работе. В отдельных случаях в процессе эксплуатации подпятника появляются деформации ступицы или диска, вызванные внутренними напряжениями, что также приводит к увеличению биения зеркальной поверхности диска при работе. Опыт эксплуатации и натурные испытания подпятников показывают, что на действующем агрегате отклонения от плоскости зеркальной поверхности диска составляют 0,05—0,10 мм, а в отдельных случаях и больше. Как правило, за полный оборот ротора отмечается один или несколько выступов и впадин, вызывающих биение зеркальной поверхности диска при работе агрегата.

Помимо неровности поверхности, имеются и другие причины биения зеркальной поверхности диска: перпендикулярность плоскости пяты к оси вала агрегата, гидравлические возмущения потока в камере рабочего колеса и др. Поэтому на работающем агрегате биение зеркальной поверхности диска больше макронеровности. Однако в подавляющем большинстве случаев именно макронеровности определяют биение зеркальной поверхности диска.

В табл. 8-4 приведены значения неровности зеркальной поверхности дисков подпятников для ряда гидроагрегатов, измеренные в различное время. Они получены при прокрутках ротора краном или водой путем кратковременного открытия на 5—6% направляющего аппарата, т. е. в условиях, когда практически исключены гидравлические, электрические или механические (от центробежных сил) пульсационные явления, которые могут вызвать биение зеркальной поверхности диска.

Наиболее частой причиной появления отклонений от плоскости (макронеровности) зеркальной поверхности диска является неровность поверхности ступицы, сопрягаемой с диском. Так, когда на одном из агрегатов Воткинской ГЭС было обнаружено значительное биение диска (до 0,15 мм), был проведен следующий эксперимент. Диск подпятника, крепящийся к ступице восемью равномерно расположенными болтами, был повернут относительно ступицы на 45, 90 и 135° и при каждом положении диска произведена прокрутка ротора с записью профиля зеркальной поверхности диска. Выяснилось, что при четырех различных положениях диска

расположение выступов и впадин на зеркальной поверхности диска не изменилось по отношению к ступице. Не изменилось и значение неровности. Это позволило установить, что неровности на зеркальной поверхности диска

Таблица 8-4

Характеристика макронеровности зеркальной поверхности дисков подпятников

Гидроэлектростанция и номер агрегата	Биение зеркальной поверхности диска, мм			Пульсация нагрузки на сегмент, кН	Количество выступов за один оборот
	у наруж- ного края	в середине	у внутрен- него края		
Волжская имени XXII съез- да КПСС:					
№ 7 . . . . .	0,11	0,07	0,08	120	2 и 4
№ 12 . . . . .	0,07	0,03	0,03	60	1
Братская, № 13 . . . . .	0,09	0,06	0,06	85	2
Воткинская:					
№ 8 . . . . .	0,08	0,05	0,05	60	2 и 8
№ 5 . . . . .	0,15	0,09	0,10	—	2 и 8
Плявиньская, № 6 . . . . .	0,06	0,05	0,06	60	2
Днепродзержинская:					
№ 6 . . . . .	0,06	—	0,03	—	3
№ 8 (на гидравлической опоре) . . . . .	0,10	—	0,09	—	2
Верхнесвирская № 1 (на гид- равлической опоре) . . . . .	0,27	0,07	0,05	—	1
Волжская имени В. И. Ле- нина, № 20 . . . . .	0,42	0,32	0,18	240—110	5
Бухтарминская, № 7 (на гидравлической опоре) . . . . .	0,19	0,12	0,06	—	2

[два выступа и две впадины (рис. 8-5,а)] вызваны неровностями на поверхности ступицы, сопрягаемой с тыльной поверхностью диска [Л. 21].

При испытаниях подпятника агрегата № 7 Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС было выяснено, что биение зеркальной поверхности диска достигает 0,11 мм (рис. 8-5,б). Диск был отсоединен, затем был произведен осмотр прокладок между диском и ступицей. Кольцевая прокладка из двух слоев электротехнического картона толщиной по 0,6 мм и клиновидная прокладка из нескольких слоев электротехнического картона и кальки были местами разрушены. Сквозные разрушения совпа-

дали с местами выступов на зеркальной поверхности диска. Наиболее сильно были разрушены те слои прокладки, которые прилегали к поверхности ступицы, менее (а местами и совсем не разрушены) те, которые прилегали к поверхности диска. Это также свидетельствовало о том, что выступы находятся на поверхности ступицы, а не диска.

В отдельных случаях волнистость зеркальной поверхности диска определяется различной толщиной самого диска в разных местах. Так, на одном из агрегатов Кегумской ГЭС была обнаружена повышенная волнистость зеркальной поверхности диска. Как и в вышеописанном опыте на Воткинской ГЭС, были проведены замеры профиля зеркальной поверхности диска при различных угловых положениях его относительно ступицы. Выяснилось,

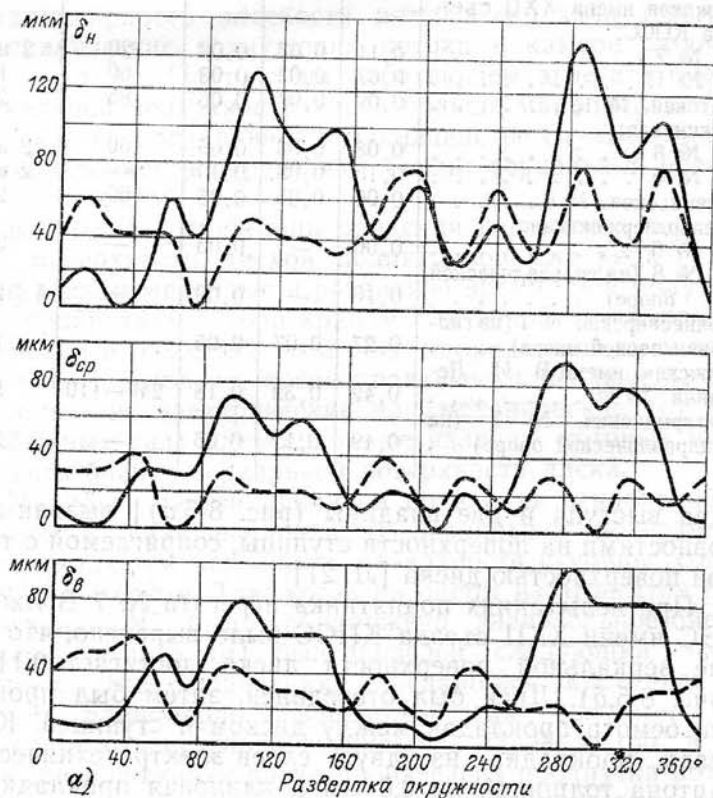
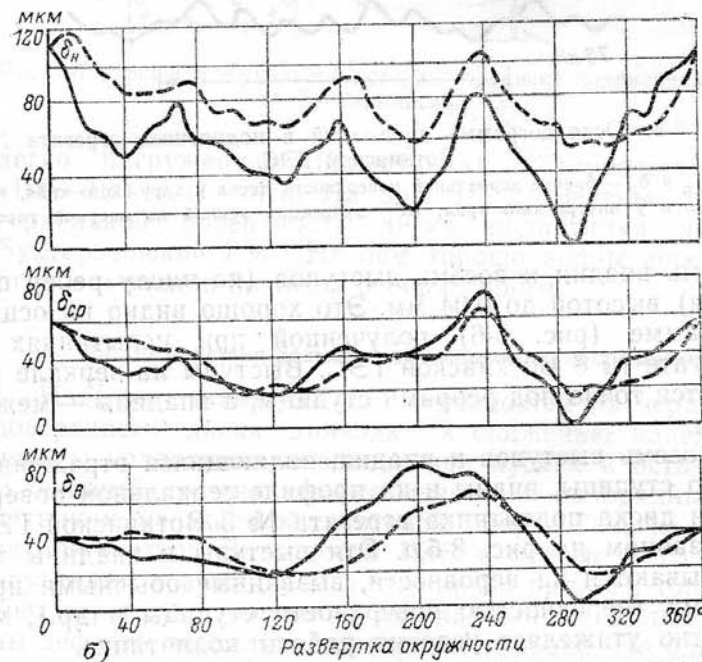


Рис. 8-5. Профили зеркальной поверхности диска. а — агрегата № 5 Воткинской ГЭС; б — агрегата № 7 Волжской ГЭС имени

что выступы и впадины смещаются относительно ступицы вместе с поворотом диска. Это позволило заключить, что выступы находятся на диске. Непосредственный промер показал различие в толщине диска в разных местах до 0,11 мм. Причиной местных утолщений диска являются, видимо, деформации, возникшие при разрушении Кегумской ГЭС во время Великой Отечественной войны.

Подобные дефекты диска могут быть вызваны ударами по диску. Так, на агрегате № 3 Верхнесвирской ГЭС в первый период эксплуатации произошел срез болтов, крепящих диск к ступице, в результате чего диск полностью отсоединился от ступицы и сместился в радиальном направлении. Удары по радиальным перегородкам маслованны привели к деформации диска. Замеры показали, что волнистость зеркальной поверхности диска после этого составила 0,15 мм.

Иногда неровности на зеркальной поверхности диска подпятника обнаруживаются на собранном агрегате в результате конструктивных дефектов. Так, исследованиями и опытом эксплуатации подпятников гидроагрега-



поверхности диска подпятников. XXII съезда КПСС; до — и после — — — устранения неровности ступицы. 11\*

тов Воткинской ГЭС установлено, что жесткость ступицы и диска подпятника недостаточна. Ротор этого гидрогенератора сварной конструкции, причем спицы ротора переходят в ребра ступицы подпятника. Нижний диск ступицы, к которому крепится диск подпятника, имеет толщину всего 90 мм. На зеркальной поверхности диска, несмотря на его толщину 200 мм, отчетливо проступают

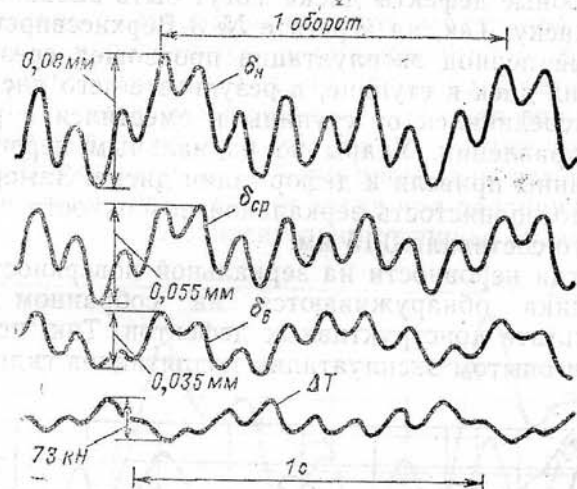


Рис. 8-6. Осциллограмма пульсаций в подпятнике агрегата № 8 Воткинской ГЭС.

$\delta_n$ ,  $\delta_{ср}$  и  $\delta_v$  — биение зеркальной поверхности диска у наружного края, в середине и у внутреннего края;  $\Delta T$  — пульсация усилий на опорной тарелке.

восемь впадин и восемь выступов (по числу ребер ступицы) высотой до 0,04 мм. Это хорошо видно на осциллограмме (рис. 8-6), полученной при испытаниях на агрегате № 8 Воткинской ГЭС. Выступы на зеркале находятся точно под ребрами ступицы, а впадины — между ними.

Восемь выступов и впадин, являющихся отражением ребер ступицы, видны и на профиле зеркальной поверхности диска подпятника агрегата № 5 Воткинской ГЭС, показанном на рис. 8-5,а. Эти выступы и впадины накладываются на неровности, вызванные обычными причинами (неровностью поверхности ступицы и др.), что заметно утяжеляет условия работы подпятника.

Выступы и впадины на зеркальной поверхности диска, соответствующие ребрам ступицы, проявляются даже на

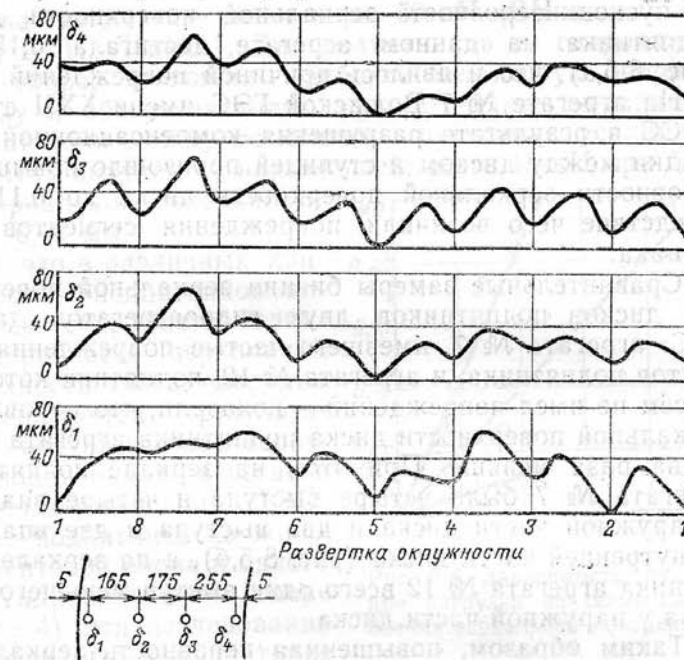


Рис. 8-7. Профили зеркальной поверхности диска подпятника агрегата Бухтарминской ГЭС.

легко нагруженных подпятниках, но имеющих тонкий (100—120 мм) диск. На рис. 8-7 приведены профили зеркальной поверхности диска подпятника агрегата Бухтарминской ГЭС. На нем хорошо видны восемь выступов и впадин по числу ребер ступицы.

#### б) Последствия повышенной макронеровности диска

Наличие значительных неровностей на зеркальной поверхности диска приводит к снижению надежности работы подпятника, особенно при пусках и остановках. В большей степени это сказывается в однорядных подпятниках на жесткой винтовой опоре. Так, из десяти гидроагрегатов Воткинской ГЭС в первые 3 года эксплуатации повреждения подпятников имелись только на трех агрегатах, именно на тех, на которых были отмечены дефекты зеркальной поверхности диска. На одном из этих агрегатов за указанный период было семь подплавлений сегментов, причем все они произошли во вре-



мя пусков. Неровность зеркальной поверхности диска подпятника на данном агрегате достигала 0,15 мм (рис. 8-5,а), что и явилось причиной повреждений.

На агрегате № 7 Волжской ГЭС имени ХХII съезда КПСС в результате разрушения компенсационной прокладки между диском и ступицей произошло повышение неровности зеркальной поверхности диска до 0,11 мм, вследствие чего возникли повреждения сегментов подпятника.

Сравнительные замеры биения зеркальной поверхности дисков подпятников двух гидроагрегатов данной ГЭС: агрегата № 7, имевшего частые повреждения сегментов подпятника, и агрегата № 12, подпятник которого совсем не имел повреждений — показали, что неровность зеркальной поверхности диска подпятника агрегата № 12 в два раза меньше. При этом на зеркале подпятника агрегата № 7 было четыре выступа и четыре впадины у наружной части диска и два выступа и две впадины у внутренней части диска (рис. 8-5,б), а на зеркале подпятника агрегата № 12 всего один выступ меньшего размера у наружной части диска.

Таким образом, повышенная неровность зеркальной поверхности диска приводит к утяжелению условий работы подпятника и частым его повреждениям.

Прохождение выступов зеркала над сегментами создает на них пульсирующую нагрузку. Исследованиями установлено, что форма пульсации нагрузки точно соответствует форме биения зеркальной поверхности диска. Это хорошо видно, например, из осциллограммы, приведенной на рис. 8-6. В табл. 8-4 приведены значения пульсации нагрузки на сегменты для некоторых подпятников. Чем больше неровности зеркальной поверхности диска, тем больше пульсация.

На рис. 8-8 представлены зависимости пульсации нагрузки на сегменты от размера неровностей на зеркальных поверхностях дисков для различных типов подпятников. Зависимости получены путем непосредственных измерений при натурных исследованиях подпятников. Из рисунка видно, что для однорядных подпятников на жесткой винтовой опоре биение зеркала 0,10 мм вызывает пульсацию усилий на сегментах около 100 кН. Для двухрядных подпятников, имеющих более податливую опорную систему (упругими элементами помимо опорных тарелок являются также балансиры), биение зеркаль-

ной поверхности диска 0,10 мм вызывает пульсацию усилий на сегментах всего лишь 50 кН (Волжская ГЭС имени В. И. Ленина). Для подпятников на гидравлической опоре, имеющих наиболее податливую опорную систему и обеспечивающих автоматическое выравнивание нагрузки между сегментами, пульсация усилий на сегментах получается наименьшей: всего 15 кН при биении зеркальной поверхности диска 0,10 мм.

То, что в различных конструкциях подпятников по-разному сказывается влияние неровности зеркальной поверхности диска, наглядно подтверждается результатами натурных исследований подпятников агрегатов Днепродзержинской ГЭС: одного подпятника на жесткой винтовой опоре и одного на гидравлической опоре (см. гл. 4). Эти исследования показали, что в подпятнике на гидравлической опоре пульсации, вызываемые биением зеркальной поверхности диска, в 2—4 раза меньше, чем в таком же по параметрам подпятнике на жесткой винтовой опоре (см. табл. 4-2).

Повышенная неровность зеркальной поверхности диска не только генерирует пульсации в подпятнике при работе агрегата, но и затрудняет равномерное распределение нагрузки между сегментами (см. гл. 10).

Результаты натурных исследований различных подпятников, а также опыт эксплуатации позволяют сделать выводы о допустимых размерах макронеровности зеркальной поверхности диска для разных типов подпятников. Для однорядных подпятников на жесткой винтовой опоре, имеющих удельную нагрузку 3,5 МПа и выше, предельно допустимым значением следует считать 0,08 мм, а для таких же подпятников с удельной нагрузкой до 3,5 МПа — 0,10 мм. Для двухрядных подпятников с попарным соединением сегментов с помощью баланси-

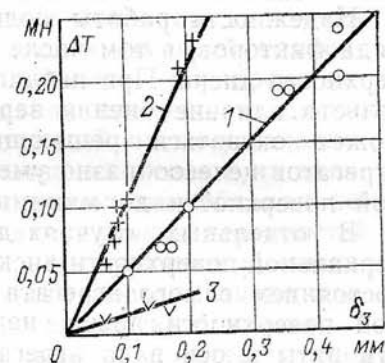


Рис. 8-8. Зависимость пульсации нагрузки на сегменты от биения зеркальной поверхности диска.

1 — двухрядный подпятник большого размера (Волжская ГЭС имени В. И. Ленина); 2 — однорядный подпятник на жестких винтовых опорах (Волжская ГЭС имени ХХII съезда КПСС); 3 — подпятник на гидравлической опоре (Саратовская ГЭС).

ра, допустимой макронеровностью зеркальной поверхности диска следует считать 0,15 мм, а для подпятников на гидравлической опоре 0,20 мм. Опыт показывает, что при больших размерах неровностей зеркальной поверхности диска, как правило, возникают затруднения в работе подпятников.

Надежность работы подпятника зависит от целого ряда факторов, в том числе и от биения зеркальной поверхности диска. При неблагоприятном стечении обстоятельств влияние биения зеркальной поверхности диска может оказаться решающим. Поэтому при ремонтах агрегатов целесообразно уменьшать неровности зеркальной поверхности до минимально возможной величины.

В отдельных случаях допустимые значения биения зеркальной поверхности диска, вызванного механическим состоянием самого агрегата (макронеровность зеркальной поверхности диска, неперпендикулярность плоскости пяты к оси вала агрегата), устанавливают исходя из конкретных обстоятельств. Так, например, на агрегатах Саратовской ГЭС имеет место постоянное качание ротора, вызванное пульсациями потока в проточной части турбины. Происходит четыре качания за оборот ротора в направлении зуба спиральной камеры (см. гл. 4), которые вызывают биение зеркальной поверхности диска до 0,2 мм, а в некоторых режимах и большее. Учитывая это обстоятельство, для агрегатов Саратовской ГЭС, на которых установлены подпятники на гидравлической опоре, предельным значением биения зеркальной поверхности диска следует считать 0,10 мм, а не допустимое для таких подпятников значение 0,20 мм.

На Бухтарминской ГЭС на опытном агрегате с диагональной турбиной установлен подпятник на гидравлической опоре с опиранием сегмента непосредственно на опорный болт без промежуточной тарельчатой опоры. Установлена чрезвычайно высокая деформация сегментов с выдавливанием масляной пленки в центре сегмента. Ввиду этой особенности подпятника, резко снижающей его надежность, для него также следует принять предельно допустимое биение зеркальной поверхности диска 0,10 мм, а не 0,20 мм.

#### в) Способы уменьшения макронеровности

Для гидрогенераторов подвешенного типа обработка сопряженных поверхностей ступицы и диска для уменьшения биений зеркальной поверхности диска не вызыва-

ет больших затруднений, так как имеется возможность снять ступицу с вала.

Для крупных гидрогенераторов зонтичного типа в условиях эксплуатации снять ступицу с вала практически невозможно. Поэтому работы по уменьшению биений зеркальной поверхности диска должны осуществляться на месте. Применяются в основном два мероприятия: установка между диском и ступицей компенсирующих или профильных прокладок и обработка поверхности ступицы или тыльной поверхности диска. Прокладки между диском и ступицей часто устанавливаются еще при монтаже. Обычно их делают из электротехнического картона или прессшпана. Обладая некоторой упругостью, они смягчают влияние неровностей сопрягаемых поверхностей диска и ступицы и уменьшают биение зеркальной поверхности диска. Однако прокладки из прессшпана, электротехнического картона и другого подобного материала через некоторый период эксплуатации разрушаются, что приводит к повышению биения зеркальной поверхности диска.

В подпятниках гидроагрегатов Волжской ГЭС имени XII съезда КПСС между ступицей и диском при монтаже было установлено два слоя прокладок из электротехнического картона толщиной по 0,6 мм. Подпятник агрегата № 7 этой ГЭС работал первые 5 лет после монтажа весьма надежно, без всяких ограничений. Затем начались многочисленные повреждения сегментов, вызванные увеличением биения зеркальной поверхности диска до 0,11 мм. Это произошло в результате разрушения компенсационных прокладок между диском и ступицей и потери ими упругих свойств. В процессе испытаний этого подпятника был произведен следующий опыт [Л. 13]. Старые прокладки, имевшие местные разрушения, были удалены сопрягаемые поверхности диска и ступицы тщательно очищены, диск присоединен к ступице и произведена прокрутка ротора агрегата на сегментах, смазанных салом, с осциллографированием биения зеркальной поверхности. Значение биения и его характер практически остались прежними. После этого были установлены новые прокладки из прессшпана (два слоя по 0,5 мм) и повторена прокрутка ротора. Биение зеркальной поверхности диска уменьшилось с 0,11 до 0,08 мм. Характер биения, т. е. профиль зеркальной поверхности диска, остался прежним. Уменьшилась лишь разница



между выступами и впадинами. Для дальнейшего уменьшения биения зеркальной поверхности диска в местах, соответствующих впадинам на зеркальной поверхности диска, были установлены две местные прокладки из кальки толщиной 0,035 мм. В результате биение зеркальной поверхности диска уменьшилось до 0,06 мм (рис. 8-5,б).

Следует отметить, что прокладки должны иметь строго одинаковую толщину, иначе биение зеркальной поверхности можно не уменьшить, а увеличить. Так, в процессе регулировки подпятника в вышеописанном случае были установлены прокладки из некалиброванного прессшпана толщиной 1,5 мм. Прокрутки ротора на сегментах, смазанных салом, показали, что биение зеркальной поверхности диска увеличилось до 0,21 мм из-за того, что отдельные куски этой прокладки несколько отличались по толщине. Не была постоянной и толщина каждого куска в различных местах. Кроме того, прессшпан оказался слишком жестким. Все это привело не к уменьшению, а к увеличению биения зеркальной поверхности диска.

Таким образом, установка между ступицей и диском прокладок из калиброванного электротехнического картона или прессшпана позволяет сгладить влияние неровностей сопряженных поверхностей ступицы и диска и уменьшить биение зеркальной поверхности диска. Прокладки эти должны периодически заменяться, так как они со временем разрушаются. Разрушение идет тем быстрее, чем хуже прилегание ступицы и диска. Так, для рассмотренного случая с агрегатом № 7 Волжской ГЭС имени XII съезда КПСС при наибольшем биении зеркальной поверхности диска 0,11 мм прокладка разрушилась за 4—5 лет. На агрегате № 5 Воткинской ГЭС, где также устанавливались профилированные прокладки между диском и ступицей для уменьшения биений зеркала, их разрушение происходило через 1—2 года при наибольшем биении зеркала 0,15—0,18 мм. Быстрому разрушению прокладок способствовало постоянное «дыхание» ступицы и диска ввиду малой жесткости ступицы подпятника данного агрегата.

Значительно эффективнее устанавливать прокладки из прочного, но легко поддающегося обработке материала. На таких прокладках вышабриваются, если это требуется, клин и местные углубления для исправления

профиля зеркальной поверхности диска. В подпятниках отдельных агрегатов Верхнесвирской и Нарвской ГЭС были установлены такие прокладки из меди толщиной 4 мм. С их помощью было уменьшено биение зеркальной поверхности дисков. Однако наличие медных прокладок приводило к потемнению масла в ванне подпятника.

Вместо медных прокладок были установлены прокладки из белого листового полиэтилена толщиной от 2 до 4 мм. Длительный опыт их работы показал, что прокладки из полиэтилена обладают хорошими эксплуатационными свойствами. Они достаточно прочны, и в подпятниках с удельной нагрузкой на сегменты около 3,5 МПа хорошо сохраняются в течение длительного времени. Полиэтилен является нейтральным материалом, и его установка между диском и ступицей уменьшает контактную коррозию сопряженных поверхностей диска и ступицы. Прокладки из листового полиэтилена очень удобны для исправления макронеровностей зеркальной поверхности диска, так как они легко обрабатываются; вышабривание на полиэтилене профильной поверхности в соответствии с неровностями на ступице или диске не представляет трудности. Перед обработкой прокладка должна быть измерена по толщине и выровнена.

Более радикальным, хотя и более трудным способом исправления профиля зеркальной поверхности диска (уменьшения макронеровностей) является непосредственное снятие выступов с тех поверхностей, на которых они имеются: с поверхности диска или с поверхности ступицы.

Как отмечалось, причиной образования выступов и впадин на зеркальной поверхности диска в большинстве случаев являются выступы и впадины на поверхности ступицы, к которой плотно прижат диск. Однако обработка поверхности ступицы без разборки агрегата практически невозможна (невозможно производить потолочную шлифовку поверхности при зазоре между диском и ступицей около 150 мм). Поэтому если даже известно, что выступы имеются на ступице, а не на диске, съем металла производят с тыльной стороны диска в местах выступов на ступице. Так было уменьшено биение зеркальной поверхности диска подпятника агрегата Воткинской ГЭС [Л. 21]. Для этого были удалены сегменты и упоры. Вместо последних положены деревянные брусья и на них, на удлиненных шпильках, опущен диск.



Так как внутренний диаметр диска значительно больше диаметра вала, оказалось возможным выдвигать диск в радиальном направлении из-под ступицы.

На тыльной стороне диска были определены места, соответствующие выступам на зеркале пята в собранном виде. На этих местах вручную шабером были нанесены маяки, глубина которых проверялась индикаторным глубиномером. Шабровка производилась торцевыми шлифмашинками до исчезновения маяков. Шлифовка на диске достигала 0,08 мм. Таким способом биение зеркальной поверхности диска было уменьшено с 0,15 до 0,08 мм (см. рис. 8-5,а). Этот способ дает больший эффект, чем установка прокладок, и при биении зеркальной поверхности диска более 0,12 мм, видимо, целесообразно применять именно его.

#### г) Способы контроля неровностей зеркальной поверхности диска

Поскольку в процессе эксплуатации макронеровности зеркальной поверхности диска могут увеличиваться, появляется необходимость периодического контроля их значения. Контроль можно осуществлять с помощью различных датчиков малых перемещений или часовых индикаторов.

При испытаниях подпятников для измерения биения зеркальной поверхности диска обычно используют тензометрические датчики. Они представляют собой тензобалочки с шариковыми наконечниками, которые крепятся на основании подпятника в межсегментном пространстве (обычно на боковых упорах, препятствующих смещению сегментов) в трех точках — у наружного и внутреннего краев и в середине диска [Л. 8]. Шариковые наконечники с небольшим натягом прижимаются к зеркальной поверхности диска. Регистрация показаний датчиков производится на ленте осциллографа в виде непрерывных линий при провороте ротора агрегата на сегментах, смазанных салом, путем кратковременного открытия направляющего аппарата турбины на 5—6%. Должно быть сделано не менее двух оборотов ротора. На осциллограмме выделяют один полный оборот ротора после закрытия направляющего аппарата и до начала торможения (т. е. оборот, во время которого на ротор не действуют никакие внешние силы) и по нему строят профили зеркальной поверхности диска в местах измерений. Этот способ дает быстрый и наглядный результат, но

требует специальной аппаратуры (осциллограф, датчики).

Вместо тензометрических контактных датчиков можно применять и другие типы датчиков, например индуктивные бесконтактные. Их следует устанавливать с достаточно большим первоначальным зазором — не менее 0,4 мм, чтобы исключить касание о датчики зеркальной поверхности диска при его биении и при проседании от реакции воды.

При контроле биения зеркальной поверхности диска с помощью часовых индикаторов последние устанавливают также в межсегментном канале, если он достаточно широк, или вместо одного вынутаго сегмента<sup>1</sup>. Индикаторы закрепляют на основании подпятника, а их ножки упирают в зеркальную поверхность диска.

Проворот ротора на сегментах, смазанных салом, производят краном с остановами через каждую 16-ю или 24-ю часть оборота. Отсчеты по индикаторам производят при ослабленном тросе крана и неподвижном роторе. Этот способ контроля более трудоемок, требует большего времени, но позволяет обходиться без специальной аппаратуры.

Можно ускорить замеры с помощью индикаторов, если их показания снимать на кинолентку при прокрутке ротора водой. Такой способ был успешно применен на Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС. Одновременно с показаниями индикаторов на кинолентку снимали метки на боковой цилиндрической поверхности диска с тем, чтобы «привязать» показания индикаторов к конкретным местам на диске.

Возможен еще косвенный способ контроля биения зеркальной поверхности диска по связанной с ним пульсации усилий на опорных тарелках. При этом способе на одну или несколько опорных тарелок наклеивают тензометры сопротивления и производят тарировку тарелок на прессе. Затем при прокрутке ротора или при работе агрегата записывают пульсации усилий на этих опорных тарелках и по ним определяют для данного типа подпятника размер биения зеркальной поверхности диска по известным зависимостям (рис. 8-8).

<sup>1</sup> Установка индикаторов на месте вынутаго сегмента невозможна у подпятников на гидравлической опоре, у которых нельзя опустить ротор с тормозов, если не все сегменты стоят на местах.

Удобство этого способа заключается в том, что он требует только однократной остановки агрегата и разборки подпятника — для наклейки тензометров и тарировки опорных тарелок. Замеры могут производиться на работающем агрегате, желательно в наиболее спокойном режиме работы (например в режиме синхронного компенсатора). Увеличение пульсации усилий на опорные тарелки будет свидетельствовать об увеличении биения зеркальной поверхности диска.

Контактные тензометрические или бесконтактные индуктивные датчики биения зеркальной поверхности диска не оставляют длительно на работающем агрегате из соображений безопасности (они находятся в контакте с зеркальной поверхностью диска или в непосредственной близости от нее); тензометры же, наклеенные на опорные тарелки, могут находиться в подпятнике как угодно долго.

#### Глава девятая

### РЕГУЛИРОВКА ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА СЕГМЕНТОВ

#### 9-1. ЗНАЧЕНИЕ ПРАВИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА

Для нормальной работы подпятника точка опирания сегментов должна быть смещена по направлению вращения относительно центра тяжести рабочей поверхности сегмента (рис. 9-1). Смещение  $OO_1$  называется тангенциальным эксцентриситетом  $e$  сегмента и выражается в миллиметрах или в процентах от средней тангенциальной длины сегмента  $\epsilon = \frac{OO_1}{AB} 100, \%$ , или  $\epsilon = \frac{e}{L} 100, \%$ . Эксцентриситет считается положительным,

если точка опоры  $O_1$  смещена относительно центра тяжести рабочей поверхности сегмента  $O$  по направлению вращения (как показано на рис. 9-1) и отрицательным, если точка  $O_1$  смещена относительно точки  $O$  против направления вращения. При совпадении точек  $O$  и  $O_1$  эксцентриситет равен нулю.

По классическим методам гидродинамического расчета подпятника, основанным на ряде допущений (постоянная вязкость масла в масляном клине, отсутствие

деформаций поверхностей трения и др.), сегменты, имеющие нулевой и отрицательный эксцентриситет, не обладают грузонесущей способностью [Л. 22, 53]. Эксплуатацией подпятников установлено, что работа с нулевым, а в отдельных случаях и с отрицательным значением эксцентриситета сегментов возможна. Позднее и теоретически была доказана возможность работы подпятников с нулевым и даже отрицательным значением эксцентриситета сегментов с учетом деформации сегментов, изменения вязкости масла в клине и других факторов [Л. 45, 54, 59].

Однако опытом эксплуатации и испытаниями подпятников установлено, что чем меньше эксцентриситет, тем тяжелее условия работы подпятников. Особенно заметно влияние эксцентриситета установки сегментов на крупных тяжело нагруженных подпятниках.

В подпятниках обратимых гидроагрегатов (например, на гидроаккумулирующих электростанциях — ГАЭС) вынужденно устанавливается нулевой эксцентриситет сегментов. Для облегчения условий работы этих подпятников при пусках и остановках обычно применяется система принудительной подачи смазки к поверхностям трения, даже если удельные нагрузки на них сравнительно невелики. Так выполнены подпятники обратимых агрегатов Киевской ГАЭС, подпятники агрегатов ГАЭС на Ниагаре в Канаде, имеющие удельную нагрузку менее 3,0 МПа и др.

Исследования, проведенные на небольшой модельной установке, показали, что до удельной нагрузки 4,2 МПа условия работы подпятника с нулевым эксцентриситетом сегментов и с эксцентриситетом 10% отличаются незначительно, а при больших удельных нагрузках подпятник с нулевым эксцентриситетом сегментов работает значительно хуже [Л. 24].

В подпятниках крупных вертикальных гидроагрегатов, имеющих большие размеры сегментов, ухудшение условий работы при нулевом эксцентриситете наступает

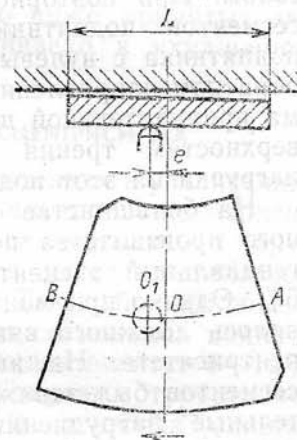


Рис. 9-1. Схема опирания сегмента.



при меньших удельных нагрузках, что связано с большим влиянием неровности поверхностей трения, неравномерности распределения нагрузки между сегментами, значительными силовыми и температурными деформациями и пр. Так, на подпятнике одного из агрегатов Верхнесвирской ГЭС был установлен нулевой эксцентриситет сегментов (до этого агрегат работал с эксцентриситетом около 5%). Пуск оказался возможным лишь при предварительном смазывании трущихся поверхностей салом. При повторном пуске произошло подплавление сегментов подпятника. Для обеспечения работы этого подпятника с нулевым эксцентриситетом при прямом и обратном направлении вращения была применена система принудительной подачи смазки под давлением к поверхностям трения [Л. 4]. Действительная удельная нагрузка на этот подпятник составляла 3,4 МПа.

На большинстве крупных подпятников отечественного производства первоначально рекомендовался тангенциальный эксцентриситет установки сегментов 4—5%. Однако при монтаже и ремонтах агрегатов не уделялось должного внимания правильной установке эксцентриситета. На агрегатах ряда ГЭС эксцентриситет сегментов был занижен. В результате возникли значительные затруднения в работе подпятников. Так, на двух агрегатах Волжской ГЭС имени В. И. Ленина при монтаже не был проверен эксцентриситет установки сегментов. Агрегаты некоторое время работали исправно, но при повышении напора ГЭС и увеличении удельной нагрузки на подпятник примерно до 4,0 МПа произошло подплавление сегментов. При проверке обнаружено, что на одном из агрегатов сегменты имели эксцентриситет от  $-1,9$  до  $+1,4\%$ , а на другом на всех сегментах эксцентриситет был отрицательным. Это резко ухудшило условия работы подпятников и при увеличении осевой нагрузки привело к их повреждению. После исправления эксцентриситета подпятники стали работать нормально.

На агрегате № 3 Днепродзержинской ГЭС в первый период эксплуатации подпятник неоднократно повреждался. Проверкой было установлено, что эксцентриситет сегментов составлял от  $+1$  до  $-1\%$ . На четырех агрегатах Саратовской ГЭС он был  $1,5$ — $2,5\%$ , на трех агрегатах Бухтарминской ГЭС  $-0,5$ — $+3\%$  и т. д. На Волжской ГЭС имени В. И. Ленина на всех агрегатах эксцен-

триситет был не более  $2$ — $3\%$ , а на двух вышеупомянутых агрегатах даже нулевым и отрицательным. Ряд повреждений подпятников произошел на гидроагрегатах Кременчугской ГЭС. При тщательном обследовании подпятников было установлено, что тангенциальный эксцентриситет сегментов недостаточен.

На агрегате № 10 эксцентриситет сегментов наружного ряда колебался от  $-0,6$  до  $+2,6\%$ , сегментов внутреннего ряда от  $-0,6$  до  $+2,5\%$ . Общий уровень эксцентриситета оказался значительно ниже принятых заводом значений ( $4$ — $5\%$ ). Это привело к ухудшению условий работы подпятников.

## 9-2. ВЛИЯНИЕ УВЕЛИЧЕНИЯ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА

В последнее время появилась тенденция к увеличению рекомендуемых значений тангенциального эксцентриситета с  $4$ — $5$  до  $10$ — $12\%$ . Следует отметить, что в зарубежных конструкциях подпятников часто принимается значение эксцентриситета  $10$ — $12\%$ . Так, например, шведская фирма ASEA рекомендует для сегментных подпятников на пружинном основании эксцентриситет  $8$ — $12\%$  [Л. 60]. В упорных подпятниках паровых турбин эксцентриситет составляет обычно  $10\%$ , а иногда доходит до  $20\%$  [Л. 50].

Модельными испытаниями, проведенным в Институте машиноведения, установлено, что оптимальным значением эксцентриситета сегментов подпятников вертикальных агрегатов является  $12\%$ . Практикой эксплуатации и натурными исследованиями подпятников на ряде ГЭС выяснено, что увеличение тангенциального эксцентриситета до  $10$ — $12\%$  дает положительный эффект. Так, эксцентриситет подпятников агрегатов Братской ГЭС был увеличен с  $5$ — $6$  до  $10$ — $11\%$ . Это дало снижение температуры сегментов на  $6$ — $7^\circ\text{C}$  и повысило общую надежность работы подпятников. Если до увеличения эксцентриситета пуски были возможны только при включении насоса подачи смазки, а при отказе насоса всегда происходили повреждения сегментов, то после увеличения эксцентриситета были отдельные случаи пуска агрегатов без включения насоса принудительной подачи смазки, не приведшие к повреждению сегментов.

На Воткинской ГЭС трестом ОРГРЭС были проведены сравнительные испытания подпятника одного из агрегатов при двух значениях эксцентриситета:  $7,5$  и  $11,5\%$ .



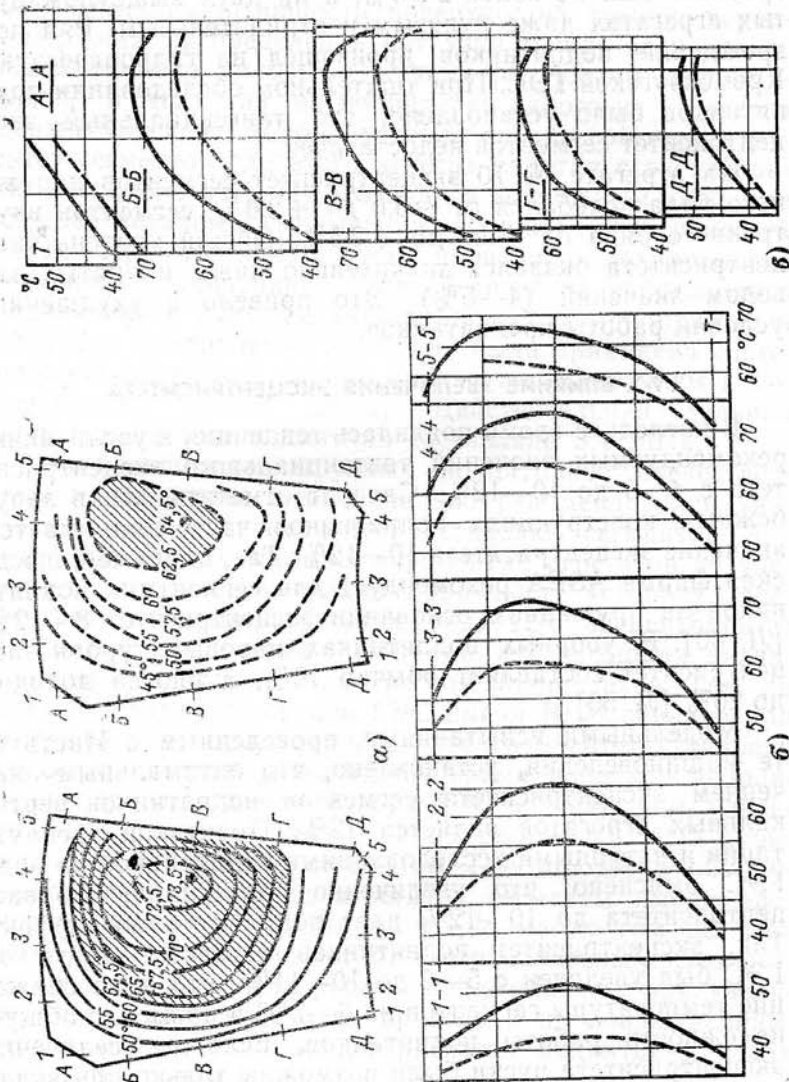


Рис. 9-2. Температурные поля сегмента подпятника агрегата Вогкинской ГЭС.

а — температурные поля; б — радиальные; в — тангенциальные; — — — — —  $\varepsilon = 7,5\%$ ; — — — — —  $\varepsilon = 11,5\%$ .

Увеличение эксцентриситета с 7,5 до 11,5% дало резкое снижение температуры сегментов. На рис. 9-2 приведены температурные поля сегмента подпятника при работе генератора под нагрузкой. Из него видно, что при эксцентриситете 11,5% температура рабочей поверхности сегмента на 5—9°C ниже, чем при эксцентриситете 7,5%. Наиболее значительное снижение температуры произошло в центральной части сегмента (на рис. 9-2 зона температуры свыше 62,5°C заштрихована).

Значения температуры отдельных сегментов по стационарным приборам (термосопротивлениям, выведенным на лагометр) при эксцентриситетах 7,5 и 11,5% приведены ниже:

	7,5%	11,5%
Средняя температура сегментов, °C	63/47,3	54,2/41,5
Температура масла в ванне подпятника, °C	35,0/32,0	33/31
Превышение температуры сегментов над температурой масла, °C	28/15,3	21,2/10,5

Примечание. В числителе даны значения температуры при работе агрегата под нагрузкой, в знаменателе — при работе на холостом ходу.

Из этих данных видно, что при работе генератора под нагрузкой среднее значение температуры сегментов для  $\varepsilon = 7,5\%$  составляет 63°C (при температуре масла 35°C), а для  $\varepsilon = 11,5\%$  она равна 54°C (при температуре масла 33°C). Превышение средней температуры сегментов над температурой масла в первом случае составляет 28°C, а во втором 21°C. Таким образом, увеличение эксцентриситета привело к снижению температуры подпятника на 7°C при работе под нагрузкой и на 5°C на холостом ходу.

Увеличение эксцентриситета помимо снижения температуры привело к благоприятному изменению толщины масляной пленки, разделяющей поверхности трения. Толщина масляной пленки увеличилась на набегающей кромке в 1,5 раза, а на сбегавшей осталась практически без изменений (рис. 9-3). Минимальное значение толщины масляной пленки сместилось от центра сегмента к сбегавшей кромке. Произошло уменьшение прогиба сегмента как в тангенциальном, так и в радиальном направлении.

Следует отметить, что увеличение тангенциального эксцентриситета на одно и то же значение дает различный эффект на подпятниках различных конструкций. Так, если для подпятников на жесткой винтовой опоре агрегатов Братской и Воткинской ГЭС увеличение тангенциального эксцентриситета с 6—7 до 10—12% дало

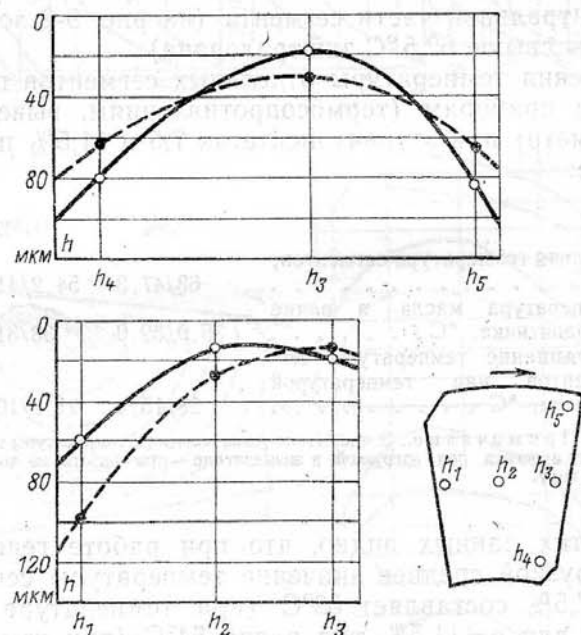


Рис. 9-3. Профили толщины масляной пленки в подпятнике агрегата Воткинской ГЭС при работе под нагрузкой.  
—  $\varepsilon = 7,5\%$ ; ---  $\varepsilon = 11,5\%$ .

значительное снижение температуры сегментов — до  $7^{\circ}\text{C}$ , то такое же увеличение эксцентриситета для подпятников на гидравлической опоре агрегатов Саратовской ГЭС дало температурный эффект значительно меньше — всего  $2^{\circ}\text{C}$ . Получены следующие значения температуры подпятника агрегата Саратовской ГЭС при различных эксцентриситетах:

	8%	10,5%	12%
Средняя температура сегментов, $^{\circ}\text{C}$	58	56	54
Температура масла в ванне подпятника, $^{\circ}\text{C}$ . . . . .	39	37	37
Превышение температуры сегментов над температурой масла, $^{\circ}\text{C}$ . . . .	19	19	17

Оптимальное значение тангенциального эксцентриситета установки сегментов различно для разных подпятников и зависит от их параметров, от их типа (на гидравлической опоре, на жесткой винтовой опоре и др.), а также от состояния подпятников. Различие оптимальных значений эксцентриситета для разных по параметрам сегментов хорошо прослеживается на двухрядных подпятниках, у которых наружные и внутренние сегменты отличаются по размерам, конфигурации, окружным скоростям и нагрузке. В результате натурных испытаний установлено, что для наружных и внутренних сегментов двухрядных подпятников требуется установка разного эксцентриситета — для наружных больше, для внутренних меньше (см. гл. 5). Оптимальное значение эксцентриситета для подпятников различных конструкций и размеров должно определяться экспериментально.

Все вышеизложенные соображения об оптимальных значениях эксцентриситета даны из условий установившихся режимов работы агрегата (температура подпятника, профили толщины масляной пленки при работе агрегата под нагрузкой). Однако значение тангенциального эксцентриситета существенно влияет и на пусковые качества подпятника.

Проведенные натурные исследования подпятников позволили установить, что улучшение пусковых качеств подпятника происходит при увеличении тангенциального эксцентриситета лишь до определенных значений. Дальнейшее увеличение эксцентриситета приводит к затруднению пусковых условий, хотя и улучшает работу подпятника в установившихся режимах. Для установившихся режимов работы агрегата (холостой ход, работа под нагрузкой) толщина масляной пленки возрастает при возрастании эксцентриситета от 8 к 10,5 и к 12% (рис. 9-4). В начальной же стадии пуска, после первого и после второго оборота ротора, толщина масляной пленки больше при эксцентриситете 10,5%, а при эксцентриситетах 8 и 12% она меньше.

При исследованиях работы подпятника агрегата Саратовской ГЭС с различными тангенциальными эксцентриситетами (рис. 9-5) получено, что с увеличением эксцентриситета до 12% возникают нестабильные явления при образовании масляной пленки в начале пуска. При тангенциальном эксцентриситете  $\varepsilon = 8\%$  возрастание масляной пленки на первых оборотах происходит

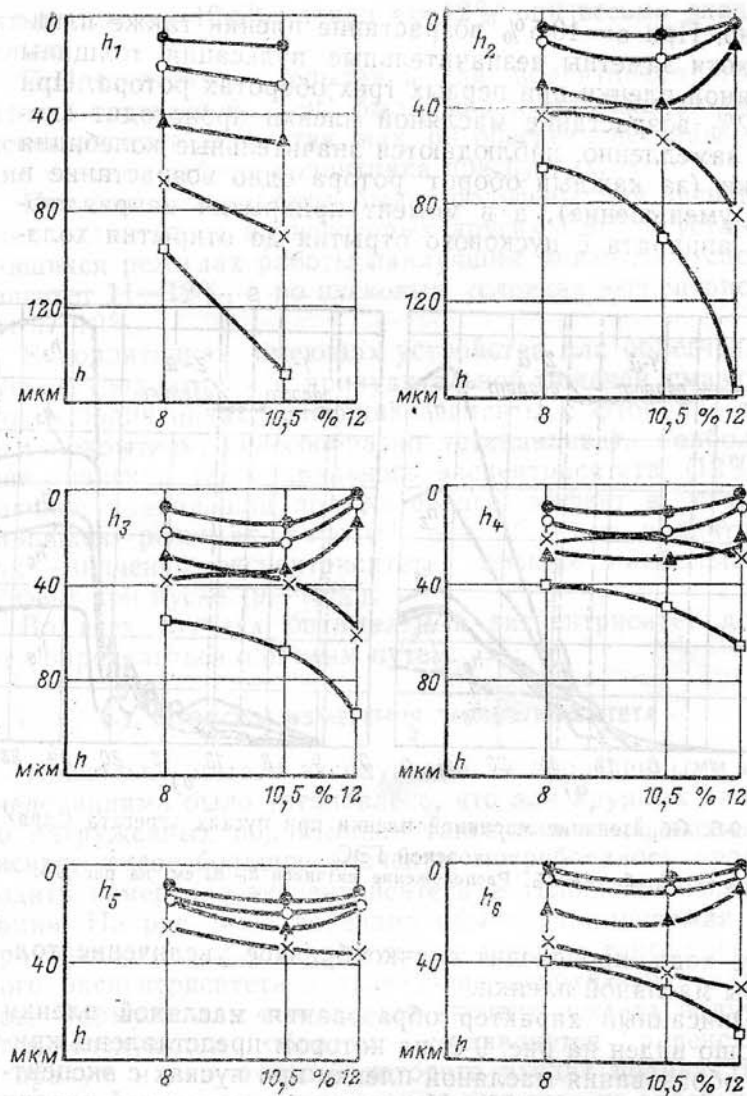
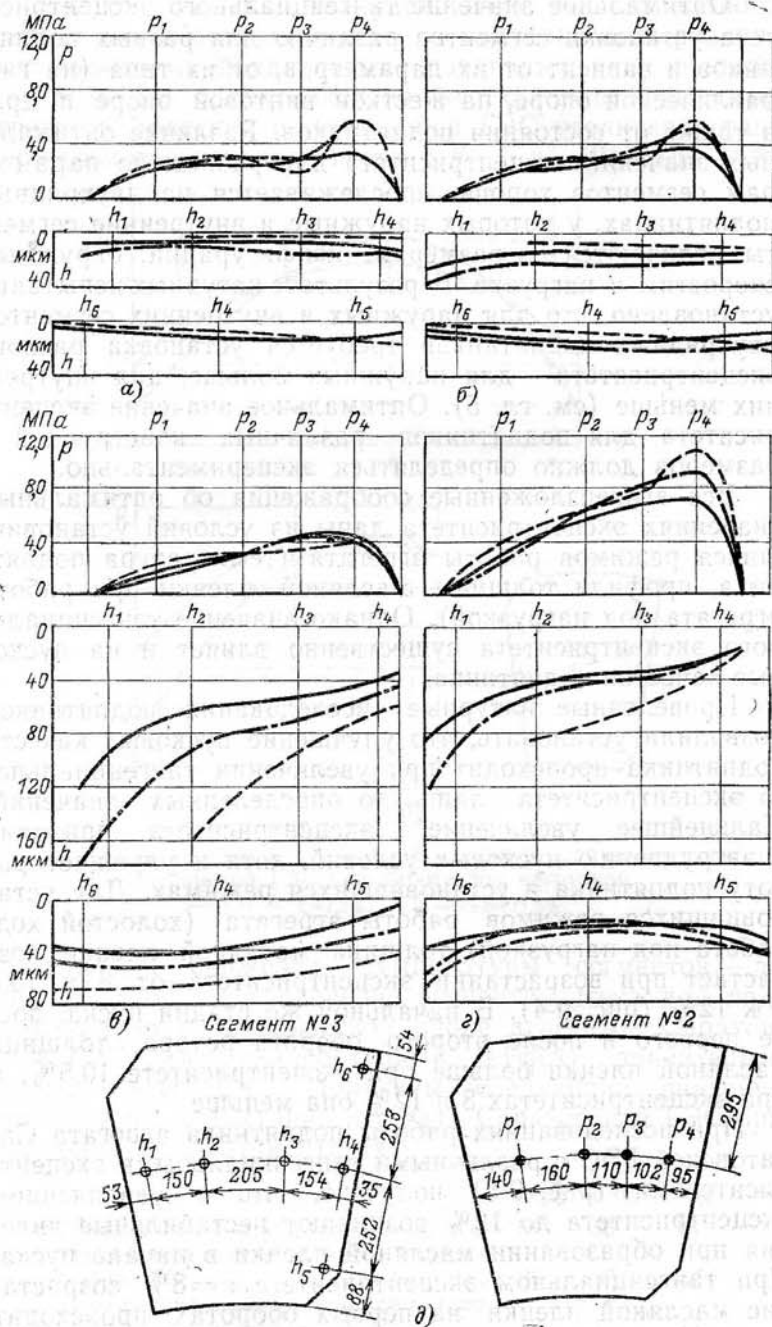


Рис. 9-5. Зависимости толщины масляной пленки от эксцентриситета при пусках агрегата Саратовской ГЭС.

—●—●—●— в конце первого оборота; —○—○—○— в конце второго оборота; —▲—▲—▲— при  $n=0,8n_n$ ; —□—□—□— на холостом ходу; —×—×—×— под нагрузкой. Расположение датчиков  $h_1-h_6$  см. на рис. 9-4.

Рис. 9-4. Профили толщины масляной пленки и давления в ней подпятника агрегата Саратовской ГЭС.

а — в конце первого оборота ротора; б — в конце второго оборота ротора; в — при работе на холостом ходу; г — при работе под нагрузкой; д — расположение датчиков; — —  $\varepsilon=8\%$ ; — — —  $\varepsilon=10,5\%$ ; - - - -  $\varepsilon=12\%$ .



плавно. При  $\varepsilon=10,5\%$  возрастание пленки также плавное, хотя заметны незначительные пульсации толщины масляной пленки при первых трех оборотах ротора. При  $\varepsilon=12\%$  возрастание масляной пленки происходит сначала замедленно, наблюдаются значительные колебания пленки (за каждый оборот ротора одно возрастание и одно уменьшение), а в момент прикрытия направляющего аппарата с пускового отрыва до открытия холо-

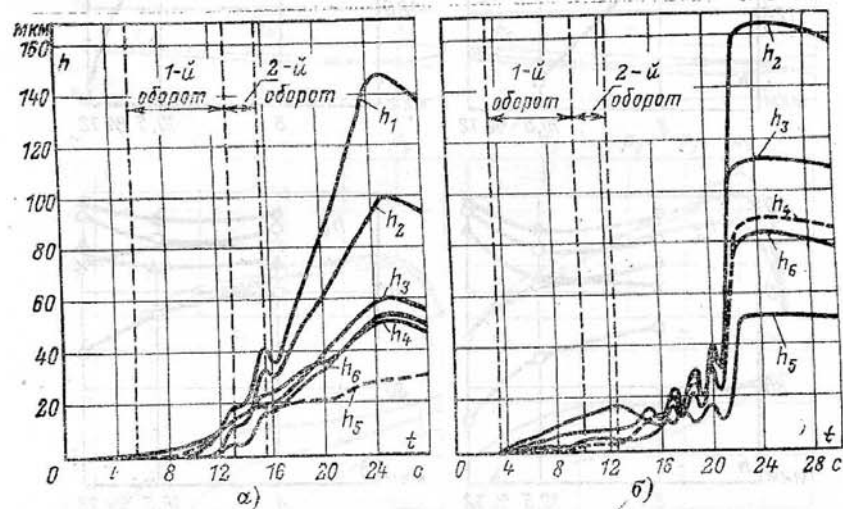


Рис. 9-6. Образование масляной пленки при пусках агрегата Саратовской ГЭС.  
а —  $\varepsilon=10,5\%$ ; б —  $\varepsilon=12\%$ . Расположение датчиков  $h_1-h_6$  см. на рис. 9-4.

стого хода, происходит скачкообразное увеличение толщины масляной пленки.

Описанный характер образования масляной пленки хорошо виден на рис. 9-6, на котором представлены кривые образования масляной пленки при пусках с эксцентриситетами 10,5 и 12%. Искажения в начальной стадии пуска видны также и на эпюрах давления, приведенных на рис. 9-4. В конце первого и второго оборотов ротора видны значительные провалы давления в центре сегмента при  $\varepsilon=12\%$ . При  $\varepsilon=10,5\%$  провалы на эпюрах давления также имеются, но они значительно меньше. При  $\varepsilon=8\%$  эпюры давления совсем не имеют провалов.

Таким образом, отмеченные искажения и пульсация в работе подпятника в начале пусков начинают прояв-

ляться при  $\varepsilon=10,5\%$ , а при  $\varepsilon=12\%$  они весьма значительны.

По результатам испытаний для подпятников агрегатов Саратовской ГЭС был выбран тангенциальный эксцентриситет 10%, так как он обеспечивает наилучшие условия работы подпятника при пусках.

Подобные результаты были получены при испытаниях подпятников на некоторых других ГЭС: в установившихся режимах работы наилучшим является эксцентриситет 11—12%, а по пусковым условиям эксцентриситет 9—10%.

В подпятниках, имеющих устройства для облегчения пусков (подпятники с принудительной подачей смазки) или в подпятниках, имеющих сегменты с фторопластовым покрытием, целесообразно устанавливать наибольшие значения тангенциального эксцентриситета (12%), дающие наибольший положительный эффект в установившихся режимах работы<sup>1</sup>, а в обычных подпятниках — значения эксцентриситета, дающие наибольший эффект при пуске (9—10%).

Во всех случаях оптимальный эксцентриситет должен определяться опытным путем.

### 9-3. СПОСОБЫ ИЗМЕРЕНИЯ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА

Поскольку опытом эксплуатации и проведенными исследованиями было установлено, что для крупных тяжело нагруженных подпятников тангенциальный эксцентриситет имеет большое значение, потребовалось производить измерение эксцентриситета в условиях эксплуатации. На рис. 9-7,а показана обычно применяемая на практике схема, иллюстрирующая подсчет тангенциального эксцентриситета и проведение необходимых замеров. Формула для вычисления эксцентриситета получается следующим образом: составляется равенство, в правую и левую части которого входит полная тангенциальная длина сегмента, составленная из отдельных величин. Применительно к сегменту, изображенному на рис. 9-7,а, получается следующее равенство:

$$f + \frac{d}{2} + e + \frac{L}{2} + a + h = c + b + \frac{L}{2} - e + \frac{d}{2} + g.$$

<sup>1</sup> Влияние эксцентриситета на работу подпятников с принудительной подачей смазки рассматривается в гл. 6.

После упрощения получаем следующее выражение для эксцентриситета:  
в миллиметрах

$$e = \frac{(b + c + g) - (a + f + h)}{2};$$

в процентах

$$\epsilon = \frac{e}{L} 100 = \frac{(b + c + g) - (a + f + h)}{2L} 100. \quad (9-1)$$

Таким образом, определение эксцентриситета сводится к измерению определенных расстояний по средней линии сегмента. С тыльной стороны сегмента это рас-

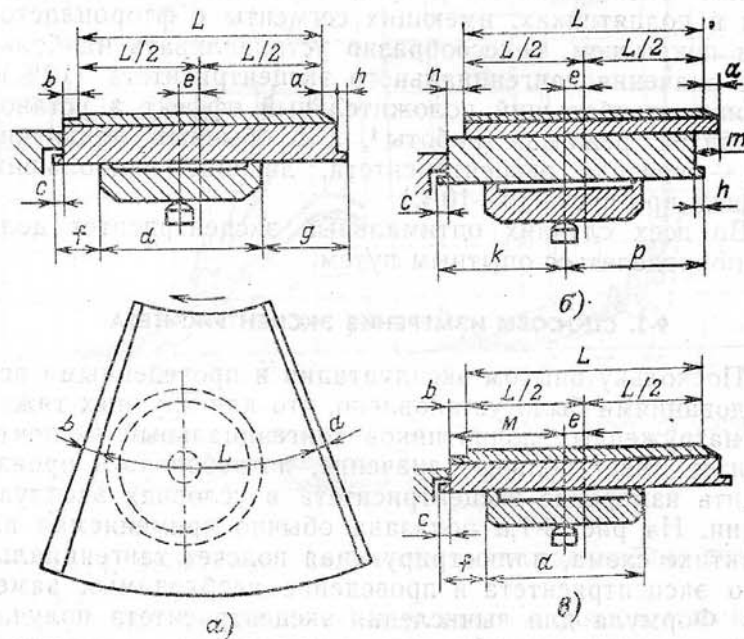


Рис. 9-7. Схемы для подсчета эксцентриситета подпятника.

стояние  $f$  и  $g$  от краев опорной тарелки до краев сегмента, а с верхней стороны — это длины буртиков  $c$  и  $h$ , маслоприемный скос  $a$  на набегающей кромке и ширина  $b$  занижения баббита на сбегающей кромке (если оно имеется). В случае двухслойных сегментов требуется также учитывать сдвиг вершушек сегментов относительно оснований, если такой сдвиг имеется.

Измерение расстояний на верхней стороне сегмента не вызывает затруднений и может быть произведено на вынутых из подпятника сегментах. Измерения расстояний  $f$  и  $g$  с тыльной стороны должны быть произведены при сегментах, установленных в подпятнике. Часто на тыльной стороне сегментов остаются отчетливые следы опорных тарелок. В этих случаях измерение расстояний  $f$  и  $g$  также не представляет трудности и может быть проведено на вынутых из подпятника сегментах.

В формулу (9-1) эксцентриситета входит средняя тангенциальная длина сегмента  $L$  (рис. 9-7,а). В нее включается  $1/3$  ширины маслоприемного скоса на набегающей кромке. Принимается, что эта треть скоса участвует в восприятии нагрузки сегмента. С учетом сказанного, показанная на рис. 9-7,а ширина маслоприемного скоса  $a$  уменьшена на треть, а тангенциальная длина сегмента  $L$  увеличена на столько же. То же самое относится к величинам  $a$  и  $L$ , входящим в формулы подсчета эксцентриситета.

Иногда на ГЭС предпочитают несколько измененный способ подсчета эксцентриситета, при котором вместо расстояний от краев опорной тарелки до краев сегмента с тыльной стороны берутся расстояния от оси опорного болта до краев сегмента. Схема для подсчета эксцентриситета таким способом приведена на рис. 9-7,б, на котором изображен двухслойный сегмент со сдвигом верхней части сегмента относительно основания.

Формулы для вычисления эксцентриситета по рис. 9-7,б выводятся аналогично тому, как это сделано для рис. 9-7,а:

в миллиметрах

$$e = \frac{(c + n + p - h + m) - (k + a)}{2};$$

в процентах

$$\epsilon = \frac{e}{L} 100 = \frac{(c + n + p - h + m) - (k + a)}{2L} 100. \quad (9-2)$$

В обоих случаях подсчета эксцентриситета отсутствует диаметр опорной тарелки, хотя он и входит в промежуточный подсчет в случае, изображенном на рис. 9-7,а. Можно с меньшим числом измерений определять эксцентриситет установки сегментов, если ввести в расчет диаметр опорной тарелки (рис. 9-7,в). По оп-

ределению эксцентриситет есть расстояние между центром тангенциальной длины сегмента и точкой опоры, т. е.

в миллиметрах

$$e = \frac{L}{2} + b - M = \left( \frac{L}{2} + b \right) - \left( \frac{d}{2} + f - c \right);$$

в процентах

$$\varepsilon = \frac{e}{L} 100 = \frac{\left( \frac{L}{2} + b \right) - \left( \frac{d}{2} + f - c \right)}{L} 100. \quad (9-3)$$

Поскольку диаметр опорной тарелки постоянен, определение эксцентриситета по формуле требует одного измерения с тыльной стороны сегмента (расстояния  $f$ ) и трех измерений с верхней стороны сегмента ( $L$ ,  $b$  и  $c$ ) вместо двух измерений с тыльной и пяти с верхней стороны для способа, изображенного на рис. 9-7,а. Очевидно, последний способ определения эксцентриситета является в условиях эксплуатации наиболее простым.

В подпятниках, выполненных на заводе, сегменты с достаточной степенью точности имеют одинаковые размеры. Снятие полосы баббита на сбегающей кромке отсутствует, т. е. размер  $b$  (по рис. 9-7,а) равен нулю. В этих условиях при определении эксцентриситета требуется на каждом сегменте производить замер лишь одной величины расстояния от края опорной тарелки до края сегмента с тыльной стороны ( $f$ ). Формула (9-3) приобретает вид:

$$\varepsilon = (A - Bf), \quad (9-4)$$

где  $A$  и  $B$  — постоянные для данного подпятника величины, %:

$$A = \frac{L/2 + b - d/2 + c}{L} 100; \quad B = \frac{100}{L}.$$

Вычисление эксцентриситета в этом случае удобно вести графическим или табличным способом, определяя для каждого  $f$  значение эксцентриситета в процентах в соответствии с формулой (9-4).

Можно измерять расстояние  $M$  (рис. 9-7,в) от оси опорного болта до упора. Тогда формулы для подсчета эксцентриситета еще более упростятся и примут вид:

$$e = L/2 + b - M; \quad \varepsilon = \frac{L/2 + b - M}{L} 100. \quad (9-5)$$

Измерение расстояния  $M$  от оси опорного болта до упора производится при вынутых сегментах и опорных тарелках. Возможен следующий способ измерения. На головку опорного болта надевается цилиндр с прикрепленным к нему лекалом, расположенным на уровне упора. По контуру лекала нанесены расстояния от оси цилиндра (болта) до каждой данной точки контура. Лекало поворачивается на головке опорного болта до тех пор, пока не коснется упора. Цифра на лекале против точки касания и дает значение  $M$ , по которому по формуле (9-5) вычисляется эксцентриситет. На лекале можно ставить рядом со значениями расстояния от оси опорного болта непосредственно значения эксцентриситета в процентах.

Вычисления эксцентриситета по упрощенным формулам (9-4) и (9-5) по одному лишь замеру для каждого сегмента ( $f$  или  $M$ ) возможны в том случае, если сегменты не сильно отличаются по размерам. Достаточной точностью определения эксцентриситета можно считать 0,5%. Применение упрощенных формул для определения эксцентриситета возможно, если различие сегментов по длине не превосходит 2,0—2,5 мм (при средней длине сегментов 400—500 мм). При большей разнице размеров сегментов подсчет эксцентриситета должен производиться для каждого сегмента по полной формуле (9-3).

#### 9-4. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА

До последнего времени в конструкции подпятников не предусматривалась возможность регулировки эксцентриситета. В процессе эксплуатации подпятников выявилась необходимость изменения тангенциального эксцентриситета сегментов (в основном в сторону увеличения). Были разработаны и применены несколько способов изменения эксцентриситета (рис. 9-8).

##### а) Снятие полосы баббита на сбегающей кромке сегмента

Наиболее простым способом увеличения эксцентриситета является снятие полосы баббита на сбегающей кромке сегмента (рис. 9-8,б) на глубину 0,5—1 мм. При снятии полосы баббита на сбегающей кромке на ширину  $b$  центр средней тангенциальной ширины сегмента (центр тяжести рабочей поверхности сегмента) смещается в сторону набегающей кромки на  $b/2$  при одновре-



менном уменьшении длины средней тангенциальной линии на  $b$  (рис. 9-8, а и б). Если первоначально эксцентриситет был  $e$  или  $\varepsilon$ , то после снятия полосы баббита на ширину  $b$  он становится равным:

$$\left. \begin{aligned} e_1 &= e + b/2; \\ \varepsilon_1 &= \frac{e + b/2}{L - b} 100. \end{aligned} \right\} \quad (9-6)$$

Чтобы определить, какой ширины должна быть снята полоса баббита для увеличения эксцентриситета с  $e$

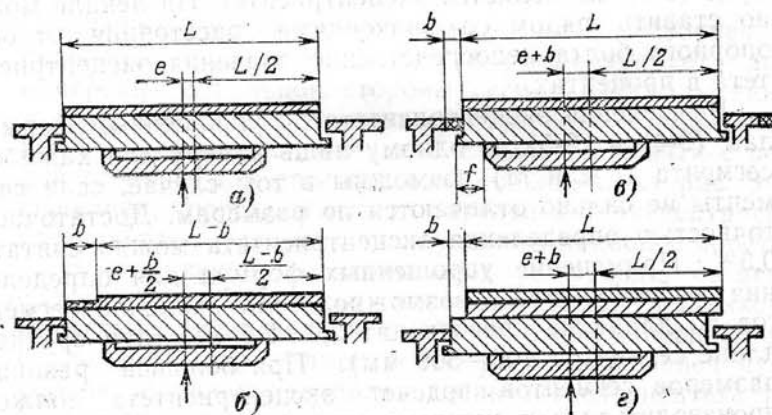


Рис. 9-8. Схемы изменения эксцентриситета сегментов.

до  $\varepsilon_1$ , нужно решить уравнение (9-6) относительно  $b$ . Решение дает

$$b = \frac{\varepsilon_1 L - 100e}{\varepsilon_1 + 50}, \quad (9-7)$$

где  $b$  — требуемая ширина полосы снятия баббита, мм;  $\varepsilon_1$  — требуемое значение эксцентриситета, %;  $e$  — имеющиеся значения эксцентриситета, мм;  $L$  — имеющаяся тангенциальная длина сегмента, мм.

Пример. Пусть реальный подпятник имеет  $L=400$  мм,  $e=12$  мм ( $\varepsilon=3\%$ ). Требуется определить, какой ширины полосу баббита нужно снять на сбегающей кромке, чтобы эксцентриситет был увеличен до 6%.

По формуле (9-7) получаем:

$$b = \frac{6 \cdot 400 - 100 \cdot 12}{6 + 50} = 21,5 \text{ мм.}$$

Для сохранения правильной формы сегмента полоса снимаемого баббита должна сужаться от наружного

края сегмента к внутреннему, как показано на рис. 9-9. Ширина  $b$ , определенная по формуле (9-7), относится к радиусу расположения опоры. У наружного края она будет больше, а у внутреннего меньше пропорционально отношению радиусов в этих местах к радиусу центра опоры.

Недостатком указанного способа увеличения эксцентриситета является уменьшение площади сегментов и соответственно — увеличение удельной нагрузки на сегменты. Поэтому применять его рекомендуется лишь на подпятниках с малыми удельными нагрузками (не более 3,5—3,7 МПа).

#### б) Наварка или снятие полос на боковых упорах

Более правильным, хотя и более трудоемким способом изменения тангенциального эксцентриситета сегментов является снятие или наварка (прикрепление) полосы металла на боковых упорах, ограничивающих перемещения сегментов в направлении вращения (рис. 9-8, в).

Если нужно увеличить эксцентриситет, то производится наварка полосы металла на упор у сбегающей кромки. При необходимости производится также снятие такой же полосы металла с упора со стороны набегающей кромки (если упоры такие, какие показаны на рис. 9-8, в). При этом сегмент смещается по опорной тарелке против направления вращения на размер, равный толщине слоя наплавленного металла. На столько же сдвигается центр тяжести рабочей поверхности сегмента, а центр опоры остается на месте. Эксцентриситет соответственно также увеличивается на толщину наплавленного металла.

Таким образом, наварка (или прикрепление) полосы металла толщиной  $b$  на упор со стороны сбегающей кромки сегмента увеличивает тангенциальный эксцентриситет также на  $b$ , в то время как снятие полосы баббита шириной  $b$  на сбегающей кромке увеличивает эксцентриситет всего на  $b/2$  (это видно из сравнения рис. 9-8, б и в).

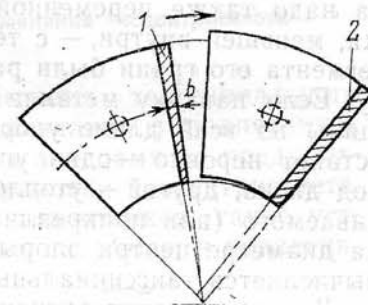


Рис. 9-9. Схема наварки полос металла на боковые упоры для увеличения эксцентриситета. 1 — правильно; 2 — неправильно.

В приведенном выше примере реального подпятника, имеющего  $L=400$  мм,  $e=12$  мм ( $\varepsilon=3\%$ ), для увеличения эксцентриситета до 6% (т. е. еще на 3%) нужно наварить на упор пластину шириной 12 мм. Увеличение же эксцентриситета сегментов в этом подпятнике до 6% путем снятия баббита на сбегающей кромке требует снятия полосы шириной 21,5 мм.

Наплавлять или прикреплять к упору полосу металла надо также переменной толщины — большей снаружи, меньшей внутри, — с тем чтобы после перемещения сегмента его грани были расположены строго по радиусу. Если наварку металла на упор сделать одной толщины во всей длине упора, то после сдвига сегмент встанет неровно — один угол его будет выступать из-под диска, другой — утоплен (рис. 9-9). Толщина навариваемого (или прикрепляемого) металла определяется на диаметре центра опоры, т. е. на линии, по которой вычисляется тангенциальный эксцентриситет.

Для увеличения эксцентриситета можно наваривать пластинки не на упор, а на боковую поверхность сегмента, соприкасающуюся с упором. Сегмент в этом случае также сдвигается против направления вращения на размер, равный толщине полосы навариваемого металла. Нужно лишь соответственно изменить другие упоры, которые ограничивают смещение сегмента против направления вращения. Увеличение эксцентриситета навариванием полосы металла на упор или на боковую поверхность сегмента со стороны сбегающей кромки можно производить лишь до тех пор, пока опорная тарелка не дойдет до края тыльной поверхности сегмента, т. е. размер  $f$  на рис. 9-8, в должен быть больше или равен нулю. Не следует допускать выступания опорной тарелки из-под сегмента.

#### в) Смещение верхней части сегмента относительно его основания

В двухслойных сегментах изменение эксцентриситета возможно сдвигом верхней части сегмента относительно его основания. Для этого производится сдвиг шпоночного паза, имеющегося с тыльной стороны верхней части сегмента, в сторону сбегающей кромки и изменение формы шпонки.

При сдвиге верхушки сегмента по основанию против направления вращения на  $b$  на столько же увеличивается и эксцентриситет (рис. 9-8, г). При сдвиге верхуш-

ки сегмента получается ее «свисание» с основания со стороны набегающей кромки на величину сдвига  $b$ . Однако это «свисание» не имеет существенного значения, так как большую часть этой области занимает маслоприемный скос, давление в масляной пленке над этой частью сегмента незначительно и прогиб сегмента не происходит.

#### г) Заводские устройства для изменения эксцентриситета

Описанные способы изменения тангенциального эксцентриситета сегментов применялись в подпятниках старых конструкций, на которых заводами не предусматривалось устройство для регулировки эксцентриситета.

В последних конструкциях подпятников такие устройства предусматриваются. Так, например, в подпятниках агрегатов Плявиньской, Саратовской и ряда других ГЭС боковые упоры выполнены подобно тому, как это показано на рис. 9-10. Упор 1 приваривается к столу подпятника. Двумя болтами 2 к упору крепится планка 3. Между планкой и упором проложены прокладки 4. Удалением или добавлением прокладок можно произвести в некоторых пределах сдвиг сегмента в направлении вращения, т. е. изменить тангенциальный эксцентриситет.

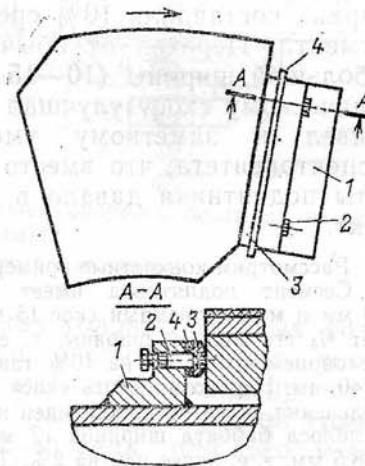


Рис. 9-10. Устройство для регулировки тангенциального эксцентриситета сегментов.

Прокладки должны выполняться уменьшающейся толщины от наружного края к внутреннему с тем, чтобы не нарушить нормального расположения сегментов (см. рис. 9-9). Вместо прокладок 4 на полную длину упора, как это показано на рис. 9-10, можно ставить шайбы нужной толщины в местах болтов. Шайба у наружного болта должна быть толще, чем у внутреннего; отношение толщин шайб пропорционально диаметрам расположения болтов.



### 9.5. УМЕНЬШЕНИЕ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Уменьшение тангенциального эксцентриситета сегментов, ухудшающее работу подпятника, может происходить в процессе эксплуатации в результате изменения ширины маслоприемного скоса во время ремонтов, а также в результате смятия головок опорных болтов. Это вызывает необходимость периодической проверки эксцентриситета.

Как сказано выше, снятие полосы баббита шириной  $b$  на сбегавшей кромке увеличивает эксцентриситет на  $b/2$ . Снятие же полосы баббита на набегающей кромке уменьшает значение эксцентриситета. Это следует учитывать при увеличении маслоприемного скоса на набегающей кромке. В свое время для улучшения захода масла на сегмент был рекомендован увеличенный маслоприемный скос гиперболической формы [Л. 27]. Его ширина составляла 10% средней тангенциальной длины сегмента. Переход от обычного маслоприемного скоса небольшой ширины (10—15 мм) к увеличенному гиперболическому скосу улучшал заход масла на сегмент, но привел к заметному уменьшению тангенциального эксцентриситета, что вместо ожидаемого улучшения работы подпятника давало в ряде случаев обратный эффект.

Рассмотрим конкретные примеры.

Сегмент подпятника имеет среднюю тангенциальную длину 400 мм и маслоприемный скос 15 мм. Нерабочая часть скоса составляет  $2/3$  его полной ширины, т. е. 10 мм. Произведено увеличение маслоприемного скоса на 10% тангенциальной длины сегмента, т. е. до 40 мм. Нерабочая часть скоса стала равна 27 мм. В результате увеличения скоса на набегающей кромке сегмента выведена из работы полоса баббита шириной 17 мм, что уменьшило эксцентриситет на 8,5 мм, т. е. более чем на 2%. Так как при этом также уменьшена рабочая площадь сегмента примерно на 5%, а значит, увеличена удельная нагрузка на сегмент на столько же, ясно, что произошло утяжеление условий работы подпятника. Особенно это следует учитывать в подпятниках, у которых до увеличения маслоприемного скоса был небольшой тангенциальный эксцентриситет (2—3%); при увеличении скоса происходит его уменьшение практически до нуля. Такая картина наблюдалась, например, в подпятниках агрегатов Новосибирской ГЭС [Л. 15].

Характерен в этом отношении пример повреждения подпятника агрегата Кегумской ГЭС. Подпятник шведской фирмы ASEA сегментный, на пружинном основании, рассчитанный на среднюю удельную нагрузку примерно 2,5 МПа, работал длительное время безаварийно. Характерной особенностью подпятника был нулевой эксцентриситет установки сегментов (пружины под сегментом рас-

положены симметрично). Во время одного из капитальных ремонтов на сегментах был сделан широкий (20 мм) маслоприемный скос. При этом произошло уменьшение эксцентриситета до отрицательных значений около 2,5%. После небольшого срока работы произошло повреждение сегментов. Несмотря на очень невысокую удельную нагрузку, создание отрицательного тангенциального эксцентриситета сделало подпятник неработоспособным.

Рассмотренные примеры свидетельствуют о необходимости проверки тангенциального эксцентриситета установки сегментов при изменении ширины маслоприемного скоса. Увеличение скоса не должно вести к уменьшению эксцентриситета.

Уменьшение эксцентриситета сегментов в процессе эксплуатации подпятника может происходить и в ре-

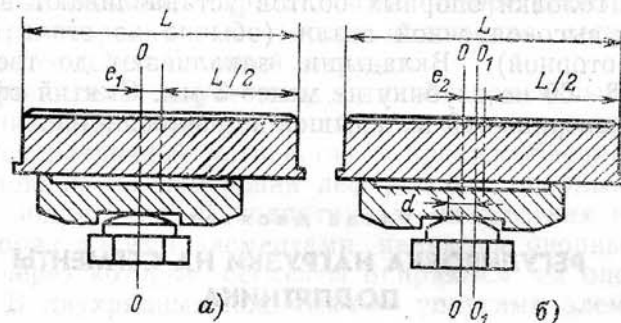


Рис. 9-11. Влияние смятия головки опорного болта на эксцентриситет.

а — без смятия; б — со смятием.

зультате смятия сферических головок опорных болтов. При нормальном состоянии опорных болтов поворот сегмента при образовании масляного клина происходит по оси опорного болта  $OO$ . Эксцентриситет при этом равен  $e_1$  (рис. 9-11). При образовании плоского участка диаметром  $d$  на головке опорного болта поворот сегмента при образовании масляного клина происходит по линии  $O_1O_1$ , проходящей через границу смятия, т. е. примерно на расстоянии  $d/2$  от оси болта по направлению вращения.

Тангенциальный эксцентриситет при этом уменьшается на  $d/2$  и становится равным  $e_2 = e_1 - d/2$ .

Диаметр смятия достигает 40 мм, а в отдельных случаях и больше. Например, на Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС было обнаружено смятие сферических головок отдельных опорных болтов с диаметром



плоского участка до 40 мм. При таком смятии тангенциальный эксцентриситет уменьшился на 20 мм, т. е. примерно на 5%. Поскольку первоначально тангенциальный эксцентриситет был 5—6%, после смятия головок опорных болтов он стал близок к нулю.

Следует отметить, что помимо уменьшения тангенциального эксцентриситета смятие головок опорных болтов ухудшает самоустанавливаемость сегментов и условия образования масляного клина при пусках, а также нарушает распределение нагрузки на сегменты. Болты, у которых обнаружено смятие сферических поверхностей на глубину более 0,05 мм, должны быть заменены. В последнее время на тяжело нагруженных подпятниках в головки опорных болтов устанавливают вкладыши из высокопрочной стали (обычно из стали ШХ-15 или роторной). Вкладыши закалывают до твердости HRC58—60 на глубину не менее 3 мм. Смятий сферических поверхностей вкладышей не наблюдается.

## Глава десятая

### РЕГУЛИРОВКА НАГРУЗКИ НА СЕГМЕНТЫ ПОДПЯТНИКА

#### 10-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При высоких общих и удельных нагрузках на сегменты подпятника значительно возрастают требования к точности распределения нагрузки между сегментами. Если при средней удельной нагрузке на сегменты 3,0—3,5 МПа можно было допустить перегрузку одних сегментов вдвое по отношению к другим (т. е. иметь удельную нагрузку на сегментах примерно от 2,5 до 5,0 МПа), то при средней удельной нагрузке 5,0—5,5 МПа этого допускать нельзя.

Большинство современных крупных подпятников выпускается на средние удельные нагрузки около 5,0 МПа и выше. Тем не менее никаких заводских устройств для контроля распределения нагрузки между сегментами на них нет. Поскольку практически все подпятники вертикальных гидроагрегатов выпускаются в нашей стране с опиранием сегментов на болты, ввернутые в опорные конструкции, регулировка нагрузки на сегменты осуществляется ввертыванием или вывертыванием опорных

болтов, т. е. изменением высотного положения сегментов. Первоначальная регулировка нагрузки на отдельные сегменты производится при опущенном на сегменты роторе агрегата путем поочередного поджатия всех сегментов к зеркальной поверхности диска вывертыванием опорных болтов, на которых лежат сегменты. Это вывертывание производится с помощью гаечного ключа и кувалды до тех пор, пока все опорные болты не повертываются одинаково туго (так называемая «подбивка» сегментов).

Затем производится ряд подъемов и опусканий ротора на тормозах-домкратах. При каждом опускании проверяется одним из приведенных ниже способов нагрузка на каждый сегмент, а при поднятом роторе производится подрегулировка высотного положения сегментов с учетом их действительной загрузки.

В процессе эксплуатации, а также при испытаниях подпятников для контроля нагрузки на сегменты применяются различные устройства и приспособления. Все они основаны на измерении деформации опорных элементов подпятника. В подпятниках на жестких винтовых опорах такими элементами являются опорные тарелки, через которые сегменты опираются на опорные болты. В двухрядных подпятниках упругими элементами, кроме опорных тарелок, являются также балансиры, а в подпятниках на гидравлической опоре — упругие камеры.

Наиболее распространенными способами контроля нагрузки на сегменты подпятника являются тензометрический, рычажно-индикаторный, а также предложенный и примененный сравнительно недавно пьезометрический способ. Ниже рассматриваются способы контроля нагрузки на сегменты подпятника применительно к конкретным условиям различных конструкций подпятников.

#### 10-2. ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКИЕ СПОСОБЫ КОНТРОЛЯ НАГРУЗКИ

Опорная тарелка является упругим элементом, нагруженным по кольцевому контуру и опертым в центре (можно рассматривать ее и как кольцевую пластину, опертую по контуру и нагруженную в центре сосредоточенной нагрузкой). Наибольшие напряжения развиваются в центральной части опорной тарелки. Это хорошо иллюстрируется результатами измерения напряжений

в девяти точках по диаметру опорной тарелки при приложении к ней нагрузки 1,40 МН (рис. 10-1). На периферии напряжения имеют обратный знак, хотя по абсолютному значению они и невелики.

При тензометрическом способе контроля нагрузки на сегменты на каждую опорную тарелку наклеивают тензометры сопротивления: рабочий вблизи центра тарелки в зоне наибольших деформаций и компенсационный —

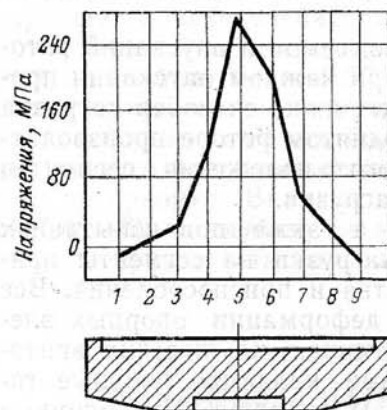


Рис. 10-1. Напряжения в опорной тарелке.

на пластинке, крепящейся одним концом на тарелке. Возможна наклейка компенсационного тензометра непосредственно на тарелку у ее периферии в поперечном направлении, т. е. в зоне отрицательных напряжений. Собирается полумостовая схема. Провода выводят через сверление в буртике тарелки и подсоединяют к измерителю статических деформаций (ИСД). При нагружении опорной тарелки происходит ее деформация, которая вызывает изменение сопротивления тензометров, регистрируемое измерителем статических деформаций. После сборки схемы производится тарировка опорных тарелок на прессе. При этом для каждой опорной тарелки снимается зависимость показаний прибора от нагрузки на сегмент. Затем тарелки устанавливают на свои места в подпятник и начинается регулировка нагрузки на сегменты.

При ненагруженных сегментах (опорных тарелках) снимают нулевые показания по прибору. Затем ротор агрегата опускают на сегменты и снова производят отсчеты по прибору. Опорные тарелки более нагруженных сегментов деформируются сильнее, что фиксируется прибором. По отклонению нагрузки каждого сегмента от среднего значения определяется необходимая степень их высотной регулировки. У перегруженных сегментов опорные болты опускают, у недогруженных — поднимают.

Затем операция повторяется. После нескольких подъемов — опусканий и регулировок достигается достаточно равномерное распределение нагрузки на сегменты. Обычно для распределения нагрузки между сегментами с точностью  $\pm 5\%$  требуется 5—7 подъемов и опусканий ротора.

При повторных подъемах и опусканиях ротора без регулировки высотного положения сегментов разброс показаний прибора составляет 4—5% измеряемого значения. Следовательно, точность данного способа не может быть больше 5%. Исходя из этого возможную точность распределения нагрузки между сегментами с помощью описанного тензометрического способа следует считать равной 10%.

При регулировке нагрузки продольная ось наклеенного на опорную тарелку тензометра должна быть ориентирована относительно оси сегмента так же, как и при тарировке на прессе. Если при тарировке опорная тарелка установлена так, что рабочий тензометр расположен вдоль продольной оси сегмента, а при «подбивке» поперек продольной оси, то показания прибора при одной и той же нагрузке на сегмент будут отличаться на 30—40%. При продольном расположении тензометра чувствительность наибольшая, при поперечном — наименьшая.

Чтобы уменьшить погрешность от неточности установки опорной тарелки, можно применять наклейку двух последовательно соединенных рабочих тензометров, расположенных под углом  $90^\circ$  друг к другу, или трех тензометров, расположенных под углом  $120^\circ$  друг к другу. При таком включении тензометров показания прибора будут незначительно различаться при изменении углового положения опорной тарелки относительно сегмента.

Тензометрический способ контроля нагрузки между сегментами обладает тем достоинством, что не имеет никаких механических элементов в измерительной схеме, которые требовали бы разборки их после тарировки тарелок и сборки перед регулировкой нагрузки. Вся разборка схемы заключается в рассоединении и соединении проводов. Этим и объясняется достаточно высокая точность способа.

Недостатком его является сравнительная сложность. Наклейка и сушка тензометров, пайка схемы, использо-



вание электронной аппаратуры — все это требует специалистов достаточно высокой квалификации. Кроме того, после наклейки тензометров требуется очень осторожное обращение с опорными тарелками, чтобы не повредить тензометры или соединительные провода при установке в подпятник тарелок и сегментов. Это осуществить не просто, если учесть большую массу опорных та-

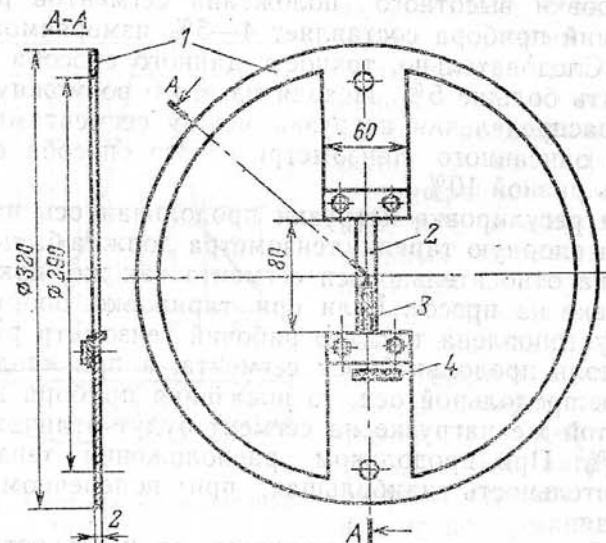


Рис. 10-2. Чувствительный элемент, устанавливаемый на опорную тарелку.

1 — кольцо; 2 — фольга; 3 — рабочий тензометр; 4 — компенсационный тензометр.

релок и сегментов и отсутствие приспособлений для их выема и установки.

Таким образом, тензометрический способ контроля нагрузки на сегменты обладает достаточно высокой точностью, но сложен и больше подходит для исследовательских работ, чем для использования в условиях эксплуатации.

На Волжской ГЭС имени В. И. Ленина был предложен и применялся несколько иной способ контроля распределения нагрузки между сегментами с помощью тензометров. Тензометры наклеивались на специальные чувствительные элементы, которые болтами крепились к опорным тарелкам (рис. 10-2). Чувствительный элемент представляет собой кольцо с натянутой

в центре полоской фольги, на которую наклеены тензометры. При прогибе опорной тарелки под действием нагрузки полоска фольги растягивается, что вызывает изменение сопротивления рабочего тензометра и изменение показаний прибора.

Преимущество этого способа перед непосредственной наклейкой тензометров на опорные тарелки заключается в простоте наклейки и сушки тензометров, пайки схемы; нет необходимости осторожного обращения с опорными тарелками при их выеме и установке в подпятник. Чувствительность при таком способе примерно такая же, как и при непосредственной наклейке тензометров на тарелку. Однако точность значительно ниже. Это объясняется тем, что после тарировки опорных тарелок кольца снимаются, так как они крепятся с использованием отверстий под рымболты. После установки тарелок на свои места в подпятнике на них вновь закрепляются тензокольца, после чего начинается «подбивка».

Эти операции по снятию колец и установке их снова на опорные тарелки и являются основным источником погрешности. Показания прибора в значительной степени зависят от точности закрепления тензокольца на своих местах на опорных тарелках, а также от степени затяжки крепящих болтов, что влияет на предварительный натяг чувствительного элемента (полоски фольги). Поэтому снятие колец после тарировки, а затем их установка неизбежно вызывают погрешности. Погрешность этого способа регулировки нагрузки на сегменты составляет 15—20% ( $\pm 7,5\%$ — $\pm 10\%$ ), что в 2 раза больше, чем при непосредственной наклейке тензометров на тарелки.

Повышение точности данного способа возможно путем постоянной установки тензоэлемента на опорной тарелке (без снятия его после тарировки на прессе). Это требует выполнения на опорных тарелках дополнительных крепежных отверстий.

### 10-3. ИНДИКАТОРНО-РЫЧАЖНЫЕ СПОСОБЫ КОНТРОЛЯ НАГРУЗКИ

Одним из наиболее распространенных является способ, основанный на замере с помощью рычагов и часовых индикаторов деформаций опорных тарелок относительно сегментов. При этом способе к каждой опорной тарелке 2 (рис. 10-3), лежащей на опорном болте 3, приваривается гайка 4, в которую ввертывается цилиндр



рический рычаг 5. К нему в обойме закрепляется индикатор 6, упирающийся с натягом 2—3 мм в шлифованную поверхность уголка 7, укрепленного на сегменте 1. Для каждого сегмента изготавливается свой комплект таких приспособлений. Гайки 4 должны быть приварены на всех тарелках строго на одном расстоянии от их центра и вертикально. Приварка должна быть произведена с двух сторон; шов должен быть равномерным и не иметь дефектов. При установке приспособлений цилиндрические рычаги 5 должны быть ввернуты в гайки 4 до упора, чтобы не было слабину в резьбе.

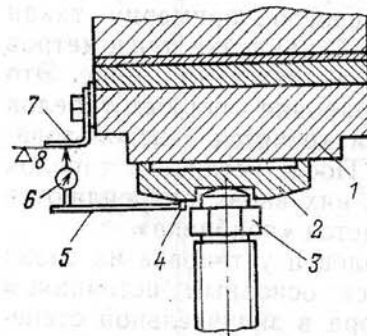


Рис. 10-3. Рычажно-индикаторное устройство для контроля нагрузки по прогибу опорной тарелки относительно сегмента.

Все опорные тарелки тарируются на прессе со своими комплектами приспособлений. Условия тарировки должны соответствовать условиям нагружения в подпятнике. По результатам тарировки для каждой опорной тарелки строятся зависимости показаний индикаторов от нагрузки. Регулировка нагрузки на сегменты проводится так же, как и при тензометрическом способе. Ротор агрегата поднимают на тормозах-домкратах, и стрелки индикаторов устанавливают на нули. Затем ротор опускают и производят отсчет показаний по индикаторам. Опорные болты наиболее нагруженных сегментов опускают, наименее нагруженных — поднимают. При этом следует учитывать, что увеличение (уменьшение) нагрузки на какой-либо сегмент вызывает частичную разгрузку (загрузку) двух соседних сегментов. Операции по подъему и опусканию ротора агрегата с регулировкой высотного положения болтов производят столько раз, сколько требуется для распределения нагрузки на сегменты с точностью  $\pm 5\%$ . Обычно производится 6—8 подъемов и опусканий ротора. По времени это занимает одну рабочую смену.

Преимуществом индикаторного способа по сравнению с тензометрическим является его простота; не требуется специальной аппаратуры и специалистов, работающих с ней. Установка всех приспособлений и проведе-

ние регулировки может быть осуществлено квалифицированными рабочими.

Недостатком его является невысокая точность. В табл. 10-1 приведены значения средних отклонений стрелок индикаторов при опускании ротора на сегменты.

Таблица 10-1

Отклонения индикаторов при загрузке сегментов весом ротора

Гидроэлектростанция	Вес ротора агрегата, МН	Нагрузка на 1 сегмент, МН	Среднее отклонение индикатора, деления	Удельное отклонение, делений на 10 кН
Воткинская	9,7	0,485	14	0,30
Волжская имени XXII съезда КПСС	14,0	0,70	35	0,50
Братская	8,5	0,71	30	0,42
Днепродзержинская	7,0	0,39	14	0,36

Как видно из таблицы, при применяемых размерах рычагов отклонения по индикаторам от действия на сегменты веса ротора составляют 14—35 делений, или 0,30—0,50 деления на 10 кН нагрузки. При многократных подъемах и опусканиях ротора разброс показаний индикаторов составляет 1—2 деления. Это и определяет наибольшую возможную точность самой регулировки: 5—15%.

Тарировочные кривые, т. е. связь нагрузки на сегмент и показаний индикатора, также получены с какой-то точностью. При повторении тарировки одной и той же тарелки разброс результатов, как правило, составляет до 5%. Кроме того, имеются еще и другие источники погрешностей. После тарировки опорных тарелок на прессе все приспособления (рычаги, уголки и пр.) разбираются, а затем вновь собираются непосредственно в подпятнике, что приводит к определенным погрешностям. Таким образом, точность регулировки нагрузки на сегмент при контроле нагрузки рассмотренным индикаторным способом составляет 20—30%.

На Воткинской ГЭС предложен и применен видоизмененный индикаторно-рычажный (индикаторно-кольцевой) способ контроля распределения нагрузки между сегментами, имеющий ряд преимуществ перед вышеиз-

ложенным. На рис. 10-4 представлены приспособления, необходимые для регулировки нагрузок на сегменты этим способом. К каждой опорной тарелке привариваются два радиально расположенных ребра 2, а к ним кольцо 1. Ребра располагают со стороны, обращенной к валу. С внешней стороны к тарелке, как и при обычном индикаторном способе, приваривается бобышка 3, в которую ввертывается рычаг 4; на нем закреплен угольник с винтом 5, имеющим плоскую головку для упора индикатора. В кольцо ввертывается второй рычаг 6, на котором расположена обойма с индикатором 7, упертым в горизонтальную поверхность винта 5. При нагружении опорной тарелки она прогибается. При этом кольцо с внутренней стороны тарелки, в месте прикрепления к ней, идет вниз, а с внешней стороны — вверх. Концы рычагов 4 и 6 идут в противоположные стороны. Происходит изменение показаний индикатора с учетом длины рычагов примерно на удвоенный прогиб тарелки. В результате достигается высокая чувствительность. Так, для подпятника агрегата Воткинской ГЭС при за-

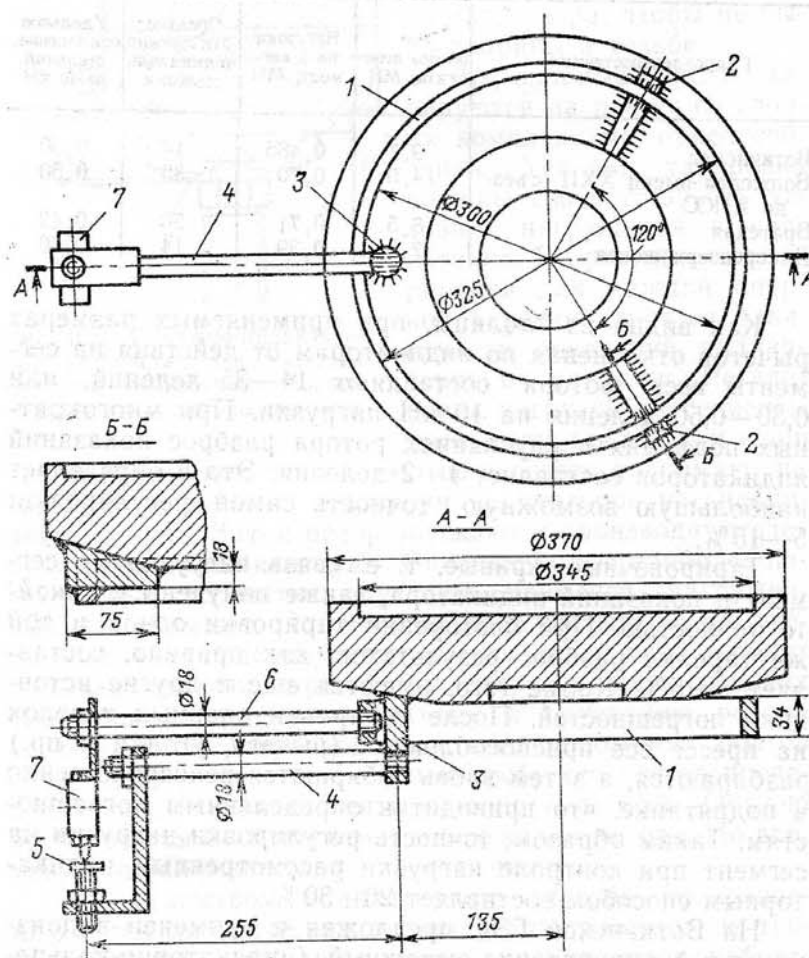


Рис. 10-4. Рычажно-индикаторное устройство для контроля нагрузки по прогибу опорной тарелки с кольцом.

гружении опорной тарелки она прогибается. При этом кольцо с внутренней стороны тарелки, в месте прикрепления к ней, идет вниз, а с внешней стороны — вверх. Концы рычагов 4 и 6 идут в противоположные стороны. Происходит изменение показаний индикатора с учетом длины рычагов примерно на удвоенный прогиб тарелки. В результате достигается высокая чувствительность. Так, для подпятника агрегата Воткинской ГЭС при за-

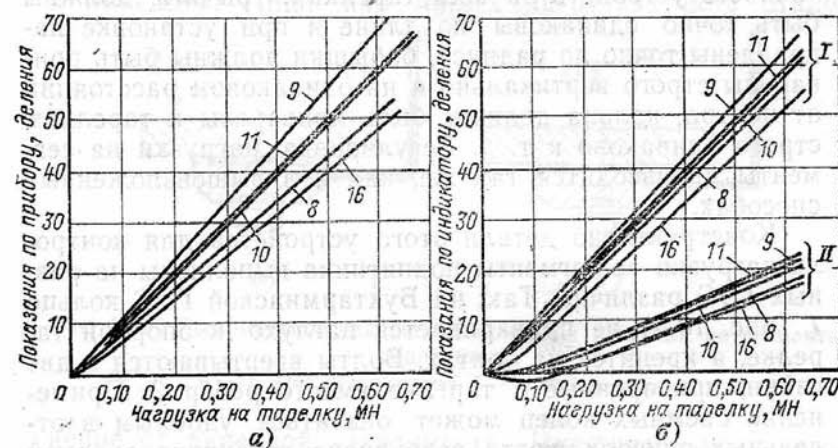


Рис. 10-5. Тарировочные кривые опорных тарелок подпятника агрегата Воткинской ГЭС.

а — тензометрический способ регулировки; б — рычажно-индикаторный способ; I — по прогибу опорной тарелки с кольцом; II — по прогибу опорной тарелки относительно сегмента; цифры у кривых означают номера опорных тарелок.

гружении сегментов весом ротора отклонения индикаторов при этом способе замеров составили 46 делений, в то время как при ранее описанном способе (рис. 10-3) они составляли 14 делений. Чувствительность, таким образом, повысилась в 3 раза. На рис. 10-5 приведены тарировочные кривые опорных тарелок подпятников одного из агрегатов Воткинской ГЭС, полученные различными способами.

Преимущество индикаторно-кольцевого способа заключается не только в увеличении чувствительности. При этом способе регистрируется прогиб только самой опорной тарелки, в то время как при прежнем способе отклонение индикатора являлось результатом разницы

прогиба опорной тарелки и сегмента. Исключение сегмента из работы устройства уменьшает возможные погрешности из-за различия сегментов (тарировка тарелок на прессе производится с одним сегментом), а также исключает сбой нулей индикаторов при подъеме ротора на тормозах в результате наклона сегментов. Точность рассмотренного способа контроля нагрузки на сегменты 10—15%, т. е. она в два раза выше.

При оснащении подпятника этими приспособлениями для регулировки нагрузки следует обеспечить идентичность устройств на всех тарелках: рычаги должны быть точно одинаковы по длине и при установке направлены точно по радиусу, бобышки должны быть приварены строго вертикально и на одинаковом расстоянии от центра, кольца должны быть приварены к тарелкам строго одинаково и т. д. Регулировка нагрузки на сегменты производится так же, как и в вышеизложенных способах.

Конструктивно детали этого устройства для контроля нагрузки на сегменты подпятника выполнены на разных ГЭС различно. Так, на Бухтарминской ГЭС кольцо 1 (рис. 10-4) не приваривается наглухо к опорной тарелке, а крепится на болтах. Болты ввертываются в две гайки, приваренные к тарелке вместо ребер 2. Применение съемных колец может оказаться удобным в отдельных случаях, когда затруднена установка опорной тарелки вместе с кольцом на свое место. На Красноярской ГЭС вместо кольца к опорной тарелке крепится рамная конструкция. Однако принцип остается тем же — измерение прогиба опорной тарелки, увеличенного с помощью рычагов, закрепленных на внешней и внутренней сторонах тарелки.

#### 10-4. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЙ СПОСОБ КОНТРОЛЯ НАГРУЗКИ

На Плявиньской ГЭС впервые применен предложенный ОРГРЭС пьезометрический способ контроля нагрузки на сегменты подпятника [Л. 49]. Этот способ, как и большинство других, использует деформацию опорных тарелок. Его отличие от других способов заключается в том, что регистрация деформации производится не электрическим или механическим, а гидравлическим путем.

Круговая выточка опорной тарелки заполняется маслом и через сверление соединяется с пьезометром, так-

же заполненным маслом. Полость опорной тарелки находится под давлением столба масла, залитого в пьезометр (рис. 10-6). При нагружении сегмента опорная тарелка прогибается, объем полости уменьшается, масло вытесняется в пьезометрическую трубку. Чтобы предотвратить протечки масла в зазор между нижней поверхностью сегмента и тарелкой, производится притирка их поверхностей.

Зависимость изменения объема круговой выточки тарелки от нагрузки, приложенной к сегменту, близка к линейной. Лишь при малых нагрузках есть откло-

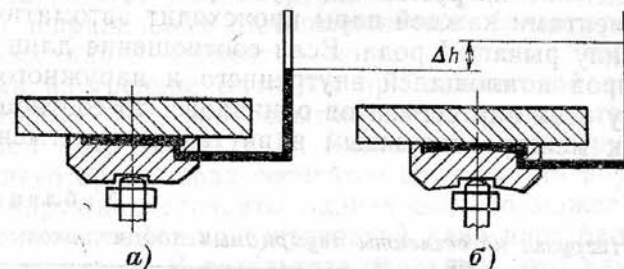


Рис. 10-6. Пьезометрический способ контроля нагрузки на сегменты подпятника.

а — сегмент не нагружен; б — сегмент нагружен.

нение от линейной зависимости. Чувствительность способа высока. Так, для агрегата Плявиньской ГЭС при опускании ротора на сегменты из круговой выточки опорной тарелки вытесняется объем масла около 10—15 см<sup>3</sup>. При стеклянных грубках с внутренним диаметром 9,3 мм изменение высоты столба масла составило 150—220 мм. Чувствительность может быть повышена, если применить трубки с меньшим внутренним диаметром.

Преимуществом этого способа контроля нагрузки на сегменты подпятника перед другими — отсутствие каких-либо механических элементов (рычагов и пр.), а также его простота.

Недостатком является сложность обеспечения герметичности круговых полостей в опорных тарелках. Целесообразно изготавливать опорные тарелки с замкнутой внутренней полостью, объем которой меняется с изменением деформации опорной тарелки. В этом случае отпадает необходимость в притирке взаимоприлегающих поверхностей опорной тарелки и сегмента. Опытный комп-



лект таких опорных тарелок с замкнутой внутренней полостью был изготовлен на заводе для Плявиньской ГЭС и показал хорошие эксплуатационные качества.

#### 10-5. СПОСОБЫ КОНТРОЛЯ НАГРУЗКИ НА СЕГМЕНТЫ ДВУХРЯДНЫХ ПОДПЯТНИКОВ

В двухрядных подпятниках должно быть обеспечено равномерное распределение нагрузки между парами сегментов и правильное распределение нагрузки между внутренними и наружными сегментами каждой пары. Распределение нагрузки между наружным и внутренним сегментами каждой пары происходит автоматически по правилу рычага I рода. Если соотношение длин плеч балансиров и площадей внутреннего и наружного сегментов у всех пар сегментов одинаково, то соотношение нагрузок между наружным и внутренним сегментами

Таблица 10-2

Нагрузки на сегменты двухрядных подпятников

Показатель	Наименование ГЭС		
	Волжская имени В. И. Ленина	Новосибирская	Верхнесвирская
Вес ротора агрегата, МН. . . . .	14,00	7,80	7,50
Число пар сегментов . . . . .	20	24	24
Нагрузка от веса ротора агрегата, МН:			
на пару сегментов . . . . .	0,70	0,325	0,31
на наружный сегмент . . . . .	0,41	0,175	0,165
на внутренний сегмент . . . . .	0,29	0,15	0,145
Соотношение нагрузки на наружный и внутренний сегменты . . . . .	1,42	1,14	1,12

каждой пары будет одинаковым. Наружные сегменты несут большую нагрузку, так как их площади больше, чем площади внутренних сегментов.

В табл. 10-2 приведены данные по двухрядным подпятникам.

Обычно распределение нагрузки между парами сегментов двухрядных подпятников производится по деформации опорных тарелок наружного ряда одним из рассмотренных выше способов. При этом сравниваются нагрузки только наружных сегментов.

Такой способ контроля регулировки нагрузки имеет следующие недостатки:

а) чувствительность его недостаточная, так как нагрузка на один наружный сегмент от веса ротора сравнительно невелика, а тарелки имеют достаточно высокую жесткость. В результате отклонение стрелки индикатора (при использовании обычного индикаторного способа контроля) оказывается очень малым. Для подпятника агрегата Новосибирской ГЭС нагрузка от веса ротора на один наружный сегмент составляет 175 кН, а отклонение стрелки индикатора всего 5—6 делений;

б) отсутствует учет нагрузки на внутренние сегменты. При неправильном соотношении плеч балансиров, на отдельных парах сегментов могут оказаться перегруженными внутренние сегменты при одинаковой загрузке наружных. Так, при испытании подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина было обнаружено, что на некоторых парах сегментов нагрузки на внутренние и наружные сегменты одинаковы, что может быть объяснено неправильной установкой длин плеч балансиров при монтаже. В результате оказалось, что внутренние сегменты перегружены в 1,5 раза, а точность регулировки недостаточна (см. гл. 5).

Учитывая рассмотренные выше особенности работы двухрядных подпятников, целесообразно распределение нагрузки между сегментами производить по суммарной нагрузке на пару сегментов. Такой способ был предложен и осуществлен на подпятнике одного агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина [Л. 16]. Нагрузка на различные пары сегментов сравнивается по прогибу балансиров (рис. 10-7). Для этого к каждому балансиру 1 с внутренней стороны приваривается рычаг 2. Вдоль боковой грани балансира он выводится к его наружной стороне. На переднем конце рычага 2 крепится обойма с индикатором 3. Ножка индикатора упирается в шлифованную поверхность уголка 4, который крепится к перед-

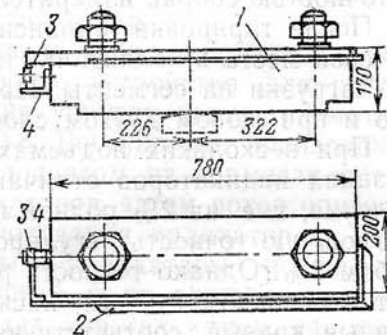


Рис. 10-7. Схема контроля нагрузки на сегменты двухрядного подпятника по прогибу балансира.

ней части балансира. В принципе это устройство работает так же, как индикаторное устройство с кольцом для контроля регулировки нагрузки на сегменты по деформации опорной тарелки. Под действием нагрузки балансир прогибается. Его внутренний и наружный края идут вниз, передний край рычага с индикатором смещается вверх, а уголок, в который уперт индикатор, — книзу. В результате этого происходит изменение показаний индикатора.

Для подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина при нагрузке на балансир 0,90 МН (при 16 парах сегментов) отклонение показаний индикатора в среднем составляет 1 мм. Таким образом, чувствительность способа очень высока.

Трудность при применении этого способа представляет тарировка балансиров. На Волжской ГЭС имени В. И. Ленина для тарировки был собран специальный стенд, имитировавший секцию подпятника: секция основания (стола) подпятника, опора балансира, опорные тарелки, сегменты. Сварная плита с шлифованной поверхностью заменяла диск подпятника. Нагрузка создавалась двумя гидравлическими домкратами, упертыми в бетонный свод и в плиту.

Каждый балансир с приваренным к нему рычагом поочередно устанавливался на стенде, собиралась вся схема измерения и производилась тарировка: создавалась нагрузка на балансир от 0 до 1,1 МН ступенями через каждые 0,10 МН. При сборке необходимо следить за правильностью соотношения плеч рычагов балансира и точностью сборки измерительной схемы.

После тарировки балансиры вновь устанавливались на свои места в подпятнике и производилась регулировка нагрузки на сегменты. Процесс регулировки тот же, что и при любом другом способе, описанном выше.

При нескольких подъемах и опусканиях ротора показания индикаторов отличаются не более чем на два деления, т. е. на 2% полной нагрузки. Это и определяет возможную точность регулировки нагрузки данным способом 2%. Однако точность регулировки нагрузки зависит в основном от того, насколько полученные тарировочные кривые соответствуют действительности. Суммарная погрешность складывается из погрешности тарировки, а также из погрешностей, которые возникают при разборке измерительной схемы на стенде и сборке

ее на подпятнике. В целом точность этого способа контроля регулировки нагрузки на сегменты с учетом погрешностей тарировки может быть принята равной 10% ( $\pm 5\%$ ). На Волжской ГЭС имени В. И. Ленина подбивка по прогибу балансиров была сделана в течение одной смены за семь подъемов и опусканий ротора. Разница загрузки сегментов по полученным тарировкам составила  $\pm 3\%$ .

Если невозможно создать стенд для тарировки балансиров, то можно осуществить косвенную тарировку их, например, тензометрическим способом по деформации всех опорных тарелок. На опорные тарелки (внутренние и наружные) наклеивают тензометры; тарелки тарируют на прессе и производят подбивку тензометрическим способом. По показаниям индикаторов в схеме подбивки по прогибу балансира определяют тарировочные коэффициенты, которыми в дальнейшем можно пользоваться при подбивке по прогибу балансира. Точность подбивки при косвенной тарировке будет, конечно, ниже.

#### 10-6. КОНТРОЛЬ НАГРУЗКИ НА СЕГМЕНТЫ ПОДПЯТНИКОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОПОРОЙ

В подпятниках на гидравлической опоре также требуется производить периодическую проверку и регулировку высотного положения упругих камер. Несмотря на автоматическое выравнивание нагрузки между сегментами, у этих подпятников могут оказаться перегруженными или недогруженными отдельные сегменты из-за различной жесткости упругих камер.

В подпятниках на гидравлических опорах предусмотрено заводское индикаторное устройство для регулировки высотного положения упругих камер, схематически показанное на рис. 10-8. Регулировка производится обычным способом. При поднятом на тормозах роторе устанавливают нули индикаторов, затем ротор опускают на сегменты и снимают показания индикаторов. У тех упругих камер, на которых индикаторы показывают наибольшее сжатие, опорный болт следует вернуть, т. е. опустить сегмент; у тех упругих камер, где индикаторы показывают растяжение, упорный болт следует вывернуть, т. е. поднять сегмент. По данным испытаний точность регулировки должна быть не ниже 0,2 мм (см. гл. 4).



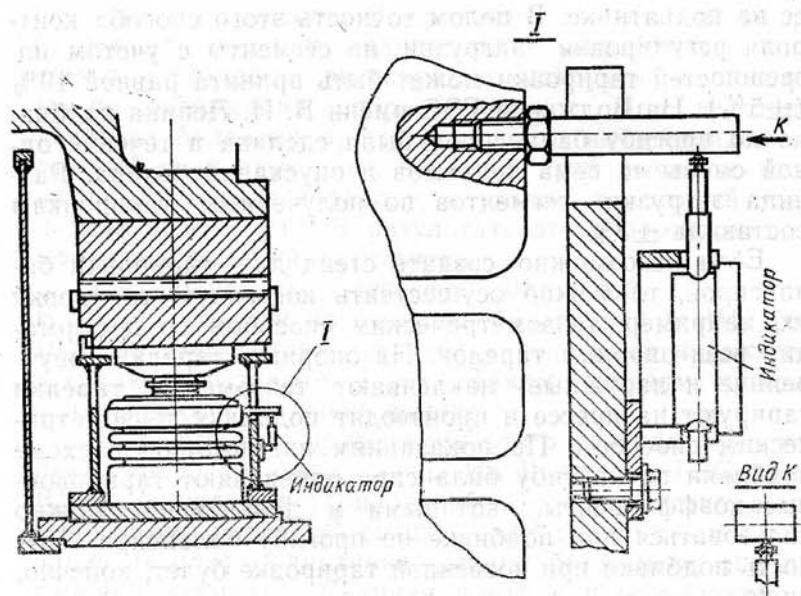


Рис. 10-8. Индикаторное устройство для регулировки высотного положения упругих камер.

#### 10-7. ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПОДПЯТНИКА НА ТОЧНОСТЬ РЕГУЛИРОВКИ НАГРУЗКИ

Основные способы контроля регулировки нагрузки на сегменты подпятника связаны с измерением деформаций опорных тарелок. Поэтому на результатах тарировки и подбивки сказывается состояние самих опорных тарелок — в первую очередь плоскостей кольцевых буртиков, на которые опираются сегменты. Опыт показывает, что при плохом состоянии поверхностей буртиков (наличии рисок, забоин, заниженных участков и т. д.) тарировочные зависимости получаются нелинейными, особенно в начальной части. Иногда отклонение показаний прибора, регистрирующего деформацию опорной тарелки, происходит в зоне малых нагрузок сначала в одну сторону, а при дальнейшем увеличении нагрузки в другую. Это вносит неопределенность в результаты тарировки и регулировки нагрузки и увеличивает погрешность.

Поэтому перед тарировкой опорных тарелок и регулировкой нагрузки следует осмотреть поверхности опорных буртиков на тарелках, а также тыльные поверхно-

сти сегментов, сопрягаемые с буртиками. Исправление состояния поверхностей опорных тарелок может быть достигнуто их проточкой на токарном станке. На рис. 10-9 приведены результаты тарировки опорной тарелки индикаторным способом с кольцом до и после проточки буртика на 0,2 мм. Проточка значительно улучшила тарировочную зависимость, сделав ее линейной,

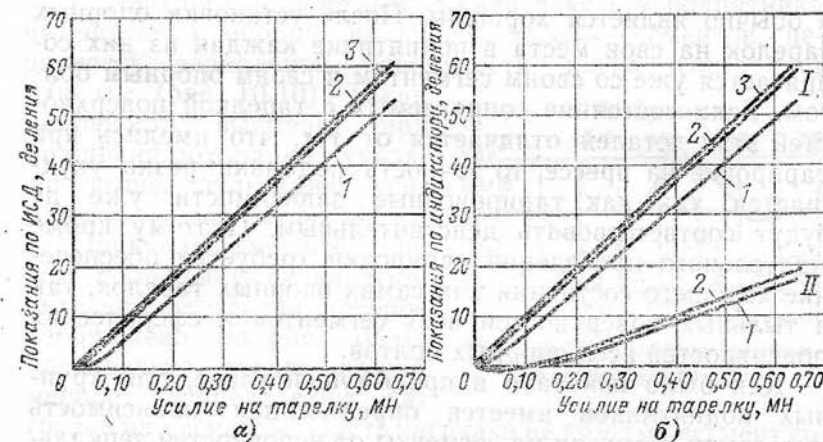


Рис. 10-9. Тарировочные кривые опорной тарелки подпятника до и после проточки буртика.

а — тензометрический способ; б — рычажно-индикаторные способы: I — по прогибу опорной тарелки с кольцом; II — по прогибу опорной тарелки относительно сегмента; 1 — до проточки; 2 и 3 — после проточки.

что позволяет пользоваться не кривой, а тарировочным коэффициентом.

Состояние поверхностей буртиков опорных тарелок сказывается на любом способе контроля нагрузки на сегменты, если только он основан на измерении деформации опорных тарелок. Это хорошо видно из рис. 10-5, на котором показаны тарировочные зависимости опорных тарелок, полученные тремя различными способами. У тарелки 16 состояние буртиков было недостаточно хорошим и ее тарировочная кривая имеет нелинейный характер в начальной части зависимостей, полученных всеми способами. Сильнее всего искажение проявляется при наиболее распространенном индикаторном способе по прогибу опорной тарелки относительно сегмента. Так, до нагрузки 0,15 МН (т. е. до четверти полной нагрузки от веса ротора) показания индикатора были даже отрицательные (см. рис. 10-5).



Точность регулировки нагрузки на сегменты подпятника зависит также и от состояния поверхностей деталей, сопряженных с опорной тарелкой: тыльной поверхности сегмента и сферической поверхности головки опорного болта. Тарировку всех опорных тарелок на прессе производят с одним сегментом, с одним опорным болтом, состояние которых перед тарировкой проверяется и обычно является хорошим. После установки опорных тарелок на свои места в подпятнике каждая из них сопрягается уже со своим сегментом и своим опорным болтом. Если состояние сопрягаемых с тарелкой поверхностей этих деталей отличается от тех, что имелись при тарировке на прессе, то точность подбивки резко ухудшается, так как тарировочные зависимости уже не будут соответствовать действительным. Поэтому кроме тщательного проведения тарировки требуется обеспечение хорошего состояния как самих опорных тарелок, так и тыльных поверхностей всех сегментов и сферических поверхностей всех опорных болтов.

Как было показано в предыдущей главе, для крупных подпятников имеется определенная зависимость пульсации нагрузки на сегменты от неровностей зеркальной поверхности диска. По замерам на ряде подпятников на жестких винтовых опорах крупных агрегатов получено, что неровность зеркала, равная 0,1 мм, вызывает пульсацию усилий на сегментах 0,10 МН (см. гл. 8).

Регулировка нагрузки на сегменты любым из выше-рассмотренных способов производится, исходя из предположения идеальной ровности зеркальной поверхности диска. На самом деле, как показал опыт, размер неровностей составляет для большинства подпятников крупных гидроагрегатов 0,05—0,08 мм, а в некоторых случаях и больше. В процессе регулировки нагрузки на сегменты, которая производится при одном угловом положении диска, достигается равномерная загрузка всех сегментов, независимо от того, находятся ли они в процессе регулировки под выступом или под впадиной на зеркале.

После пуска агрегата тот сегмент, который находился под самой глубокой впадиной на зеркале, окажется наиболее нагруженным, так как кроме статической составляющей нагрузки на него будет дополнительно действовать динамическая составляющая нагрузки при прохождении над ним наибольшего выступа на зеркале.

Тот же сегмент, который при регулировке находился под выступом на зеркале, при работе агрегата окажется наименее нагруженным, так как он будет разгружаться при прохождении над ним впадины на зеркальной поверхности диска. Наибольшая разница загрузки сегментов будет соответствовать пульсации от неровности зеркальной поверхности диска.

Рассмотрим конкретный пример. Пусть у подпятника на винтовых опорах, имеющего восемь сегментов, неровность зеркальной поверхности диска составляет 0,08 мм (рис. 10-10). Такая неровность вызывает при вращении ротора, как указано выше, пульсацию усилий на сегменты 80 кН.

Предположим, что при том положении диска относительно сегментов, которое изображено на рис. 10-10, произведено строго равномерное распределение нагрузки на сегменты. Пусть нагрузка на каждый сегмент составляет 0,5 МН. При вращении ротора нагрузка на сегмент 5, который при регулировке находился под наибольшей впадиной на зеркальной поверхности диска, будет изменяться от 0,5 МН (в момент прохождения над ним наибольшей впадины) до 0,58 МН (в момент прохождения над ним наибольшего выступа). Средняя нагрузка на него составит 0,54 МН. Нагрузка на сегмент 3, который при регулировке находился под наибольшим выступом зеркала, будет изменяться от 0,5 до 0,42 МН (при прохождении над ними наибольшей впадины на зеркале). Средняя нагрузка на сегмент 3 будет 0,46 МН.

Таким образом, сегмент, находившийся при регулировке под впадиной, оказывается наиболее нагруженным, а сегмент, находившийся под выступом — наименее нагруженным. Разница в их загрузке составляет 80 кН, т. е. равна пульсации от неровности зеркала. Все другие сегменты находятся в промежуточном положении. Например, нагрузка на сегмент 6 изменяется от 0,48 МН (когда над ним проходит наибольшая впадина) до 0,56 МН (когда над ним проходит наибольший выступ). Средняя нагрузка сегмента 6 будет 0,52 МН,



Рис. 10-10. Профиль зеркальной поверхности диска.

Таблица 10-3

Результаты регулировки нагрузки на сегменты

Условия	Показатель	Номер сегмента							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Без учета неровности зеркальной поверхности диска	Нагрузка на сегменты после регулировки, МН	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	Пульсация нагрузки на работающем агрегате, МН	0,46—0,54	0,52—0,44	0,50—0,42	0,46—0,54	0,50—0,58	0,48—0,56	0,45—0,53	0,46—0,54
	Средняя нагрузка на сег- мент на работающем агре- гате, МН	0,50	0,48	0,46	0,50	0,54	0,52	0,49	0,50
С учетом неровности зеркальной поверхности диска	Нагрузка на сегменты после регулировки, МН	0,50	0,52	0,54	0,53	0,45	0,48	0,51	0,50
	Пульсация нагрузки на работающем агрегате, МН	0,46—0,54	0,46—0,54	0,46—0,54	0,46—0,54	0,46—0,54	0,46—0,54	0,46—0,54	0,46—0,54
	Средняя нагрузка на сег- мент на работающем агре- гате, МН	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

а пульсация нагрузки 80 кН. В табл. 10-3 указаны значения нагрузок на каждый сегмент подпятника для рассматриваемого случая.

Следовательно, даже при абсолютно равномерном распределении нагрузки на сегменты подпятника при регулировке, в процессе работы агрегата возникает неравномерность загрузки сегментов, вызванная неровностью зеркальной поверхности диска. Для крупных однорядных подпятников на жесткой винтовой опоре, как правило, имеющих неровность зеркальной поверхности диска 0,05—0,08 мм, эта дополнительная нагрузка составляет 0,06—0,08 МН. Для подпятников агрегатов Братской и Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС, имеющих нагрузку на один сегмент от веса ротора 0,070 МН, эта неравномерность вносит дополнительную погрешность в подбивку 5—11%, а для подпятников агрегатов Днепродзержинской и Воткинской ГЭС, имеющих нагрузку на один сегмент от веса ротора 0,40—0,45 МН, вносится погрешность в подбивку, равная 11—18%.

Указанной неравномерности в загрузке сегментов можно избежать соответствующей корректировкой в процессе регулировки. Для этого необходимо знать профиль зеркальной поверхности диска и зависимость пульсации усилий на сегменты от неровности зеркальной поверхности диска. Профиль легко определяется путем прокрутки ротора агрегата на сегментах, смазанных салом, с замерами биения зеркала пяты по индикаторам или специальным датчикам, как указано в гл. 8. Зависимость же пульсации усилий на сегментах от неровности зеркальной поверхности диска для однорядных подпятников на жесткой винтовой опоре: 0,01 мм биения зеркала соответствует пульсации усилий 10 кН (при линейной зависимости между этими величинами).

Рассмотрим, как должен происходить процесс регулировки нагрузки для подпятника, профиль зеркальной поверхности диска которого изображен на рис. 10-10. Поскольку сегменты, которые при регулировке находятся под наибольшей впадиной на зеркале, при работе оказываются перегруженными, их следует недогрузить на значение половины пульсации, вызываемой биением зеркала, а сегменты, которые находились под наибольшими выступами на зеркале, — перегрузить на то же значение. Так, сегмент 5 должен быть нагружен не до 0,50 МН,

а до  $0,50 - 0,04 = 0,46$  МН. Тогда при работе агрегата он будет загружаться от 0,46 до 0,54 МН и средняя нагрузка на него составит 0,50 МН. Сегмент 3 должен быть нагружен до 0,54 МН. Тогда при работе агрегата нагрузка на него будет изменяться от 0,54 до 0,46 МН, а средняя нагрузка составит 0,50 МН.

Соответствующие коррективы должны быть внесены и в нагрузку других сегментов. Например, сегмент 6 должен быть нагружен до 0,48 МН. Тогда при работе его нагрузка будет изменяться от 0,46 до 0,54 МН при средней нагрузке 0,50 МН. Результаты регулировки с учетом профиля зеркала представлены в нижней части табл. 10-3.

Таким образом, при проведении регулировки нагрузки на сегменты на неподвижном агрегате заранее создается неравномерность загрузки сегментов, учитывающая профиль зеркальной поверхности диска. В результате на работающем агрегате все сегменты оказываются загруженными равномерно.

Более радикальным способом устранения дополнительной погрешности в загрузке сегментов от неровности зеркальной поверхности диска является устранение самой неровности. Способы контроля и устранения неровности зеркальной поверхности диска изложены в гл. 8.

Как отмечалось, для двухрядных подпятников и подпятников на гидравлической опоре неровность зеркальной поверхности диска сказывается на загрузке сегментов значительно меньше.

#### 10-8. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНОЙ ЖЕСТКОСТИ ОПОРНЫХ ТАРЕЛОК НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА СЕГМЕНТЫ

Как показал опыт эксплуатации, жесткость опорных тарелок на одном подпятнике оказывается различной. Разница достигает 20—30%. Из рис. 10-5, на котором представлены тарировочные зависимости, полученные тремя различными способами, видно, что тарелка 9 при всех способах имеет наибольшие показания по индикатору, а тарелка 16 — наименьшие. Это свидетельствует о том, что тарелка 9 является менее жесткой, чем тарелка 16. В данном случае различие в жесткости составляет по одному способу 20, а по двум другим 30%.

Распределение нагрузки на сегменты осуществляется под действием веса ротора агрегата. На работающем агрегате осевое усилие на подпятник увеличивается за

счет реакции воды на рабочее колесо турбины. Для агрегатов с поворотн-лопастными турбинами полное осевое усилие на подпятник примерно в 2 раза больше веса ротора. Так, для агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина вес ротора 13,50 МН, а полное усилие на подпятник 28,5 МН, для агрегатов Саратовской ГЭС вес ротора 8,0 МН, а полное усилие 15,0 МН.

После регулировки нагрузки сегменты будут равномерно загружены весом вращающихся частей агрегата. На каждый сегмент приходится нагрузка  $G$ . При этом прогиб тарелки, имеющей наибольшую жесткость, будет наименьшим и составит  $\delta_1$ . Прогиб тарелки с наименьшей жесткостью, наоборот, будет наибольшим и составит  $\delta_2$ . Коэффициенты жесткости этих тарелок будут соответственно  $k_1 = G/\delta_1$  и  $k_2 = G/\delta_2$ . При загрузке дополнительно осевым гидравлическим усилием все тарелки прогнутся одинаково на  $\delta_0$  — прогиб, соответствующий средней жесткости  $k_{cp} = P_{oc}/\delta_0$  (где  $P_{oc}$  — нагрузка от осевого гидравлического усилия в расчете на один сегмент). При этом сегмент, имеющий самую жесткую опорную тарелку, воспримет нагрузку  $P_1 = k_1\delta_0$ , а сегмент, имеющий самую податливую опорную тарелку,  $P_2 = k_2\delta_0$ . Разница в загрузке сегментов

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \delta_0 (k_1 - k_2) = \frac{P_{oc}}{k_{cp}} (k_1 - k_2).$$

В процентном отношении к средней нагрузке на сегмент

$$\Delta P' = \frac{P_{oc} (k_1 - k_2)}{(P_{oc} + G) k_{cp}} 100.$$

Отношение  $P_{oc}/(P_{oc} + G)$ , характеризующее долю осевого гидравлического усилия от полной нагрузки, примерно равно для поворотн-лопастных гидротурбин 0,5, а для радиально-осевых 0,35. Отношение  $(k_1 - k_2)/k_{cp}$ , характеризующее разницу жесткостей опорных тарелок, достигает, как уже упоминалось, 0,20—0,30. Если принять значение  $(k_1 - k_2)/k_{cp} = 0,2$ , то разница загрузки сегментов из-за различной жесткости опорных тарелок составит для подпятников агрегатов с поворотн-лопастными турбинами 10%, а с радиально-осевыми турбинами 7%.

Чтобы избежать указанной неравномерности загрузки сегментов, следует для одного подпятника подбирать опорные тарелки одинаковой жесткости. Если это по ка-



ким-либо причинам невозможно и известна разница в жесткости опорных тарелок, то целесообразно при регулировке нагрузки сегменты, имеющие наиболее жесткие тарелки, недогрузить с тем, чтобы при максимальной нагрузке на подпятник на работающем агрегате распределение нагрузки было более ровным.

## Глава одиннадцатая

### ТЕМПЕРАТУРНЫЙ КОНТРОЛЬ ПОДПЯТНИКОВ

Контроль за состоянием подпятников гидроагрегатов в процессе их эксплуатации осуществляется по их температуре. Контролируется температура сегментов и масла в ванне подпятника. Применяются в основном две измерительные системы: а) периодической проверки температуры, б) автоматической сигнализации и подачи импульса на аварийную остановку агрегата при ненормальном повышении температуры.

При первой используются термометры сопротивления, которые можно поочередно подключать к логометру; они устанавливаются во всех сегментах или в части из них, а также в маслованне в зоне горячего и в зоне холодного масла (по одному датчику). Вторая основывается на применении термометрических термосигнализаторов (чаще всего типа ТС-100); они устанавливаются в двух или четырех сегментах и иногда в зоне горячего масла.

Обычно в первый период эксплуатации выясняется, какую температуру в различное время года имеет подпятник, и принимается уставка термосигнализаторов на 5—6°C выше установившейся температуры на сигнал и на 8—10°C выше установившейся температуры на остановку агрегата. Настройка уставок должна производиться по фактически установившейся температуре.

Повышение температуры сверх нормальных значений для данного времени года является признаком появления неисправности. Применяющаяся в настоящее время система термоконтроля способна отметить плавное медленное повышение температуры сегментов и масла, вызванное ухудшением состояния системы охлаждения (засорение маслоохладителей) или общим ухудшением состояния подпятника (ухудшение состояния поверхности

трения в процессе эксплуатации) и т. д. Такая система термоконтроля недостаточно чувствительна и слишком инерционна для регистрации быстро развивающихся повреждений поверхностей трения и предотвращения аварийных повреждений. Если по каким-либо

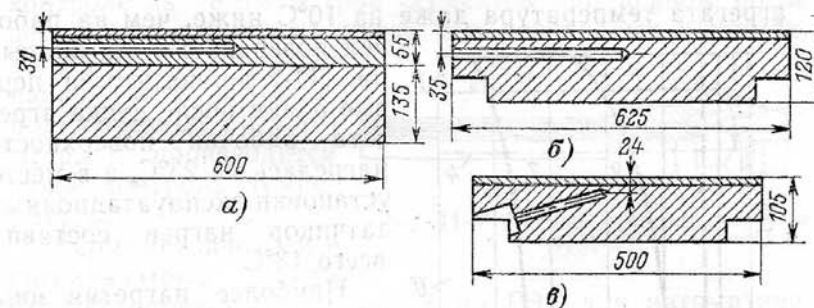


Рис. 11-1. Размещение датчиков термоконтроля в сегментах подпятников.

а — двухслойный сегмент; б, в — однослойные сегменты.

причинам происходит повреждение баббитовой поверхности сегментов (обычно при пусках или остановках агрегатов), сопровождающееся быстрым повышением температуры, то существующая система термоконтроля слишком поздно реагирует на него, и остановка агрегата защитой происходит уже после того, как авария произошла (значительное подплавление рабочей поверхности сегментов, иногда повреждение заркальной поверхности диска). Таким образом, авария не предупреждается, а лишь регистрируется.

Такое положение вызывается в основном двумя причинами: неудачным размещением датчиков в сегментах и неудачной конструкцией применяемых датчиков и вторичных приборов. Как правило, датчики температуры устанавливаются в сегментах довольно далеко от рабочей поверхности: в различных конструкциях это расстояние составляет 20—40 мм (рис. 11-1). Температура сегмента на таком расстоянии от рабочей поверхности значительно отличается от температуры на рабочей поверхности, а изменение температуры в месте замера запаздывает по сравнению с изменением температуры на рабочей поверхности. Особенно это сказывается в толстых однослойных сегментах, в которых перепад температуры по толщине составляет 10—15°C в установившихся режимах. На рис. 11-2 показано изменение тем-

температуры по толщине однослойного сегмента через различные промежутки времени после пуска. Видно, что в месте установки эксплуатационных датчиков термодатчиков (на расстоянии 35 мм от рабочей поверхности) температура в установившемся режиме на  $6,5^{\circ}\text{C}$  ниже, чем на рабочей поверхности, а через 5 мин после пуска агрегата температура даже на  $10^{\circ}\text{C}$  ниже, чем на рабочей поверхности. Из кривых

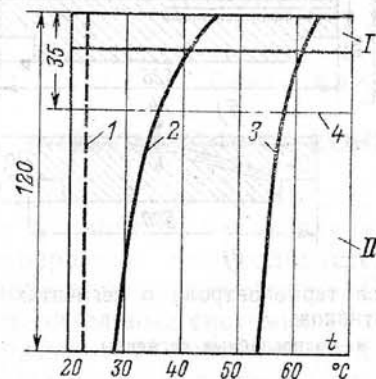


Рис. 11-2. Изменение температуры по толщине однослойного сегмента.

I — баббит; II — сталь; 1 — температура перед пуском; 2 — температура через 5 мин после пуска; 3 — температура через 16 ч после пуска; 4 — место установки датчиков термодатчиков.

Наиболее нагретая зона рабочей поверхности сегмента находится между центром и сбегающей кромкой со смещением к наружному краю сегмента (см. рис. 9-2). В этой зоне и должны быть установлены датчики термодатчиков. Чаще всего так и делается, но в отдельных случаях термосопротивления устанавливаются ближе к набегающей кромке, в результате их показания значительно отличаются от температуры самой горячей зоны сегмента.

Применяемые для термодатчиков датчики температуры также имеют неудачную конструкцию. На рис. 11-3 показан наиболее часто применяемый датчик ЭТМ-XI, используемый для периодического визуального контроля температуры. Термоэлемент 1 (изолированная медная проволока диаметром 0,1 мм, намотанная на цилиндрический каркас из пластмассы) помещен во внутренний патрон 2 с воздушным зазором между ними. Патрон 2 также с зазором помещен в защитный кожух 3, припаянный к штуцеру 4. После установки датчика в гнездо защитный кожух 3 также оказывается отделенным от тела сегмента воздушным зазором. Таким образом, термоэлемент отделен от тела сегмента, температуру которого он измеряет, двумя металлическими цилиндрами

и тремя воздушными зазорами. Естественно, что инерционность этой системы очень велика. В отдельных случаях запаздывание показаний достигает 10 мин и более. Это не имеет значения для измерений температуры при установившихся режимах работы, но недопустимо при контроле за температурой сегментов при первом после ремонта или монтажа пуске и в переходных режимах. А именно с использованием этих датчиков, подключенных на логометр, и производится такой контроль температуры.

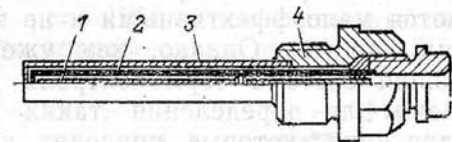


Рис. 11-3. Датчик температуры типа ЭТМ-XI.

Термометрические сигнализаторы типа ТС-100, широко используемые на ГЭС для автоматической сигнализации и подачи импульса на остановку в случае чрезмерного повышения температуры, имеют меньшую инерционность, чем термосопротивления. Датчик термосигнализатора, состоящий из баллона с низкокипящей жидкостью, вставляется непосредственно в гнездо в сегменте, т. е. здесь имеется всего один воздушный зазор между измерителем температуры и телом сегмента. Однако опыт эксплуатации показывает, что термосигнализаторы дают очень большую погрешность и ненадежны в работе.

В процессе натурных испытаний подпятников, когда производились измерения температуры термометрами непосредственно в баббите и одновременно по стационарному термодатчику, неоднократно выявлялись недостатки существующих систем термодатчиков. При местных повреждениях сегментов термометрами сразу отмечалось повышение температуры, а стационарные приборы на это никак не реагировали.

При одном аварийном повреждении подпятника во время испытаний [Л. 3] производилось измерение температуры по термометрам и по стационарному датчику. По термометрам было сразу отмечено резкое повышение температуры. Однако агрегат решили не останавливать, так как стационарный логометр в комплекте с термосопротивлениями, установленными в каждом сегменте, никакого повышения температуры не показал. Термосигнализаторы отметили некоторое повышение температуры, но разница показаний отдельных приборов была очень велика. В частности, термосигнализатор, включенный на подачу сигнала и импульса на остановку, показывал самую низкую температуру. После отмеченного по термометрам повышения температуры, агрегат проработал на холостом ходу 8—9 мин и после этого



сработал термосигнализатор и дал импульс на остановку агрегата. Термосигнализатор показывал при этом 70°C, а термодатчики фиксировали 160°C. Некоторые термосигнализаторы, не включенные на защиту, показывали 95—100°C. По термосопротивлениям, выведенным на логометр, повышение температуры было отмечено уже после аварийной остановки агрегата. В результате произошло значительное подплавление баббитовой поверхности сегментов.

Таким образом, применяемые способы контроля являются малоэффективными и не могут служить средствами защиты. Однако, как уже отмечалось, существующая система термоконтроля может быть использована для определения таких изменений состояния подпятника, которые приводят к постепенному повышению общего уровня температуры. В частности, при ухудшении общего состояния поверхностей трения (повышение шероховатости зеркальной поверхности диска, появление местных повреждений баббитовой поверхности сегментов и др.) обычно повышается общий уровень температуры подпятника. Чтобы его отметить, необходимо ежедневно (один или несколько раз) производить запись температуры сегментов и масла. Результаты замеров следует изображать графически: не реже чем 1 раз в 10 дней нужно подсчитывать среднее для всех сегментов значение температуры при работе агрегата под нагрузкой (в один из дней декады, например, 5, 10 и 15 числа каждого месяца) и наносить на график. Сравнение этих кривых, а также кривых разницы средней температуры сегментов и масла за каждый предыдущий и последующий год позволяет обнаружить ухудшение состояния поверхностей трения.

На рис. 11-4 представлены температурные кривые, полученные описанным способом, для двух агрегатов Воткинской ГЭС. Из него видно, что для агрегата № 4 кривые за 2 года эксплуатации практически совпадают, что свидетельствует о неизменности состояния поверхностей трения в подпятнике. Для агрегата № 3 кривые за 1967 г. идут выше, чем за 1966 г., что свидетельствует об ухудшении состояния поверхностей трения. Действительно, на зеркальной поверхности диска подпятника агрегата № 3 в 1967 г. обнаружены поверхностные трещины, которые привели к утяжелению условий работы подпятника. В 1967 г. произошло три повреждения подпятника. Как видно из рис. 11-4, благодаря станционному термоконтролю можно установить ухудшение состояния поверхностей трения.

В тех случаях, когда подпятник работает ненадежно, следует особо тщательно осуществлять температурный контроль. В дополнение к обычным замерам следует вести непрерывное наблюдение за температурой одного из сегментов при пусках, остановках и изменениях режимов работы. Это может помочь своевременно заметить повреждение. Так, агрегат № 6 Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС в апреле 1960 г. после ремонта подпятника, вызванного его повреждением, в течение 5 сут

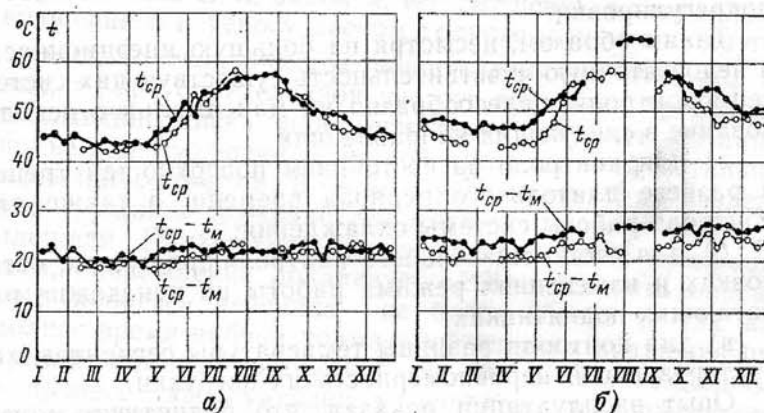


Рис. 11-4. Изменение температуры подпятников агрегатов Воткинской ГЭС по данным станционных приборов.

Сплошная линия — в 1967 г., пунктирная — в 1966 г.  
а — агрегат № 4; б — агрегат № 3;  $t_{cp}$  — средняя температура сегментов;  
 $t_m$  — температура масла в ванне подпятника.

работал с малыми нагрузками. Затем была набрана нормальная нагрузка. Температура подпятника повысилась и стабилизировалась. Но через 35 мин было отмечено быстрое повышение температуры на 5°C. Агрегат был разгружен и остановлен. При вскрытии обнаружена полоса подплавления баббита в средней части сегментов.

Аналогичные случаи были отмечены и на некоторых других ГЭС. Во всех случаях, когда агрегат своевременно разгружался и выводился для осмотра, удавалось избежать остановки его защитой. В тех случаях, когда после разгрузки агрегата (что приводило к снижению температуры) его не останавливали, а затем пытались снова загрузить, происходило подплавление баббитовой заливки сегментов и остановка его защитой. В отдельных



случаях, когда за температурой подпятника велось непрерывное наблюдение при пусках или остановках, удавалось отметить по термосигнализаторам кратковременное повышение температуры, вызванное повреждением части рабочей поверхности сегментов.

Температурный контроль позволяет также оценивать равномерность распределения нагрузки между сегментами. Обычно для жестких подпятников разница температуры отдельных сегментов составляет 5—7°C. Большой разброс температуры свидетельствует о чрезмерно большой разнице в загрузке сегментов и необходимости подрегулировать.

Таким образом, несмотря на большую инерционность и недостаточную чувствительность существующих систем термоконтроля, целесообразно их максимальное использование в следующих направлениях:

а) для контроля за состоянием поверхностей трения в разрезе длительного периода времени, а также для контроля работы системы охлаждения;

б) для особо тщательного контроля при пусках, остановках и изменениях режима работы на ненадежно работающих подпятниках;

в) для контроля разницы температуры сегментов, характеризующей неравномерность их загрузки.

Опыт эксплуатации показал, что подпятники могут некоторое время (иногда весьма длительное) работать с частично поврежденными рабочими поверхностями сегментов. Об этом свидетельствует тот факт, что повреждения часто обнаруживаются при осмотрах во время плановых ревизий или капитальных ремонтов. От 30 до 60% всех повреждений подпятников крупных вертикальных гидроагрегатов относятся именно к повреждениям, обнаруженным при плановых осмотрах и представляющим собой полосы натиров на баббитовой поверхности или подплавления части рабочей поверхности. На некоторых ГЭС были случаи, когда при невозможности исправления подплавленных или натертых поверхностей агрегаты пускались с поврежденными сегментами и работали еще некоторое время, выдерживая определенное число пусков и остановок.

Приведенные факты свидетельствуют о том, что повреждения рабочих поверхностей сегментов происходят не сразу до аварийного состояния, а как бы «накапливаются» постепенно. Опыт натурных исследований под-

пятников показывает, что начальные повреждения баббитовой поверхности происходят в основном при пусках и остановках и сопровождаются местными температурными всплесками. Такие местные повреждения при пусках объясняются тем, что по каким-либо причинам отдельные участки поверхностей трения остаются в непосредственном соприкосновении до достижения значительной окружной скорости ротором. Тепловыделение от трения без смазки на этих участках оказывается столь значительным, что приводит к размягчению поверхностного слоя баббита, его смещению в направлении вращения и переносу диском с одного сегмента на другой.

Однако если участок повреждения не слишком велик, то при определенной частоте вращения происходит всплывание диска над сегментами за счет создания подъемной гидродинамической силы на всей остальной площади сегментов. В этом случае происходит разделение трущихся поверхностей масляной пленкой по всей площади. Начавшийся процесс повреждения прекращается, повреждение локализуется. Длительность описанного процесса невелика — не более 20—25 с, так как полное время набора нормальной частоты вращения при пусках обычно составляет 30—50 с. Наблюдениями в процессе эксплуатации установлено, что размягченный баббит из полосы повреждения смещается не только в направлении вращения, но и в перпендикулярном направлении [Л. 41], образуя местный подъем баббита над поверхностью по краям полосы повреждения.

Начальное местное повреждение баббитовой поверхности постепенно развивается при последующих пусках и остановках и в конечном счете, если не будет вовремя обнаружено, приводит к значительному подплавлению баббитовой поверхности и аварийной остановке агрегата. Это повреждение может произойти при любом режиме работы агрегата (пуске, остановке или наборе нагрузки).

Начальное местное повреждение может появиться и при остановке, хотя в общем остановки для гидроагрегатов являются более легкими режимами, чем пуски (см. гл. 12). В этом случае в самом конце остановки, когда частота вращения очень мала, происходит местное касание поверхностей трения и повышенное тепловыделение с размягчением баббита в этом месте. Такое по-

вреждение рабочей поверхности сегмента происходит обычно на подпятниках агрегатов с очень тяжелым ротором, особенно при наличии каких-либо дефектов в подпятнике (повышенная волнистость или шероховатость зеркальной поверхности диска и пр.). При последующих пусках и остановках повреждение постепенно развивается, пока не приведет к значительному подплавлению баббитовой поверхности и аварийной остановке агрегата.

Первоначальные местные повреждения баббитовой поверхности протекают быстро и в самых верхних слоях баббита. Поэтому существующие датчики теплового контроля, установленные далеко от баббитовой поверхности и слишком инерционные, не реагируют на кратковременные повышения температуры, сопровождающие эти местные начальные повреждения. Такой процесс может быть зафиксирован с помощью предложенного ОРГРЭС способа измерения температуры термопарами, заложенными в баббите вблизи рабочей поверхности. Запись показаний температуры производится автоматически на ленте самопишущего электронного потенциометра [Л. 7].

Опыт показал, что повреждения происходят на всех сегментах и имеют вид кольцевых полос натиров или подплавлений. Поэтому нет необходимости устанавливать термопары во все сегменты — достаточно в одном-двух сегментах установить по 6—8 термопар в радиальном направлении на равном расстоянии друг от друга, так чтобы охватить измерениями все зоны поверхности сегмента. Размещать термопары надо в наиболее горячей зоне — между центром сегмента и сбегущей кромкой.

Поскольку головки термопар имеют непосредственный контакт с баббитом и расположены вблизи поверхности трения, а запись показаний термопар производится автоматически, то такая система измерений позволяет отмечать местные всплески температуры, сопровождающие начальные повреждения баббитовой поверхности.

На рис. 11-5 показана запись температуры сегмента с помощью термопар при пуске агрегата Воткинской ГЭС, во время которого произошло местное начальное повреждение баббитовой поверхности. Термопары, расположенные в зоне подплавления, показали в самом на-

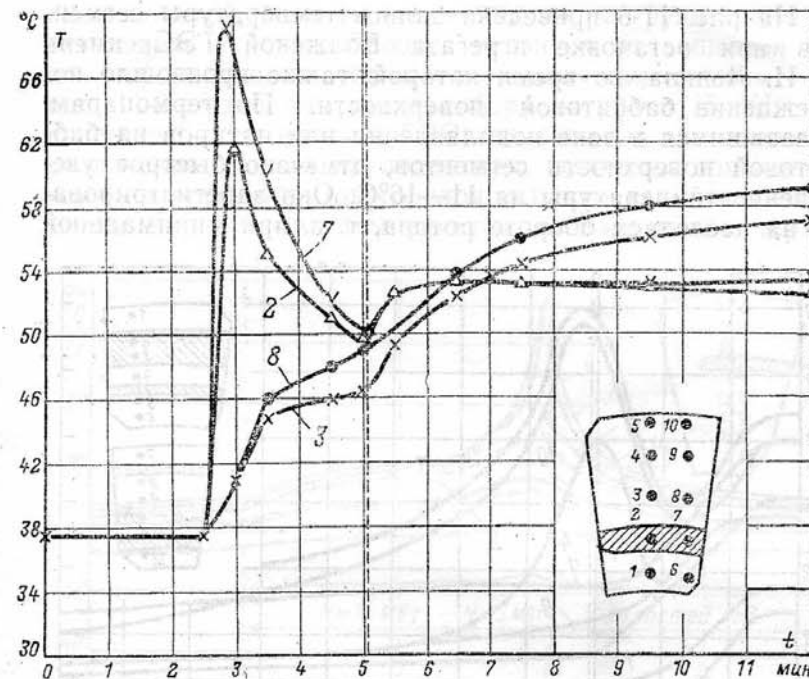


Рис. 11-5. Изменение температуры подпятника агрегата Воткинской ГЭС при пуске. (Пунктирная линия — момент набора нагрузки; цифры соответствуют номерам термопар; заштрихована зона повреждения баббитовой поверхности.)

чале пуска резкий подъем температуры на 20—28°C над средним уровнем температуры сегмента в этот момент.

Подплавление баббита на рабочей поверхности сегмента может быть отмечено, даже если оно произошло не над термопарами. Так, при одном из пусков агрегата № 8 Воткинской ГЭС произошло подплавление сегментов подпятника в виде полосы шириной 40 мм (6% ширины сегмента). В одном сегменте было установлено шесть термопар, подключенных к электронному потенциометру. Ни одна из термопар не оказалась под полосой подплавления. Тем не менее две термопары, расположенные на расстоянии 15 мм в плане от этой полосы, показали при пуске кратковременное увеличение температуры до 61 и 69°C при средней температуре сегмента в этот момент 44°C.



На рис. 11-6 приведена запись температуры сегментов при остановке агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина, во время которой также произошло повреждение баббитовой поверхности. По термометрам, оказавшимся в зоне подплавления или натиров на баббитовой поверхности сегментов, отмечено быстрое увеличение температуры на 11—16°C. Оно зарегистрировано на последнем обороте ротора, т. е. при минимальной

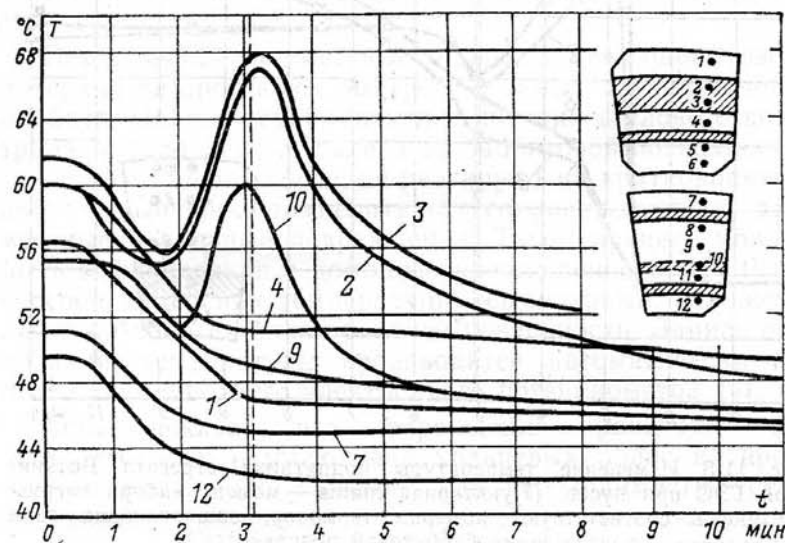


Рис. 11-6. Изменение температуры подпятника агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина при остановке. (Пунктирная линия — момент полной остановки ротора; цифры соответствуют номерам термометров; заштрихованы зоны повреждения баббитовой поверхности.)

частоте вращения ротора агрегата, и наблюдалась до момента полной остановки ротора.

В отдельных, очень редких, случаях начальное повреждение баббитовой поверхности сегментов может происходить при работе агрегата под нагрузкой или при наборе нагрузки. На рис. 11-7 показана запись температуры после набора нагрузки на опытном агрегате Бухтарминской ГЭС с диагональной турбиной при местном повреждении рабочей поверхности сегментов. Характерной особенностью повреждения, начавшегося под нагрузкой, является то, что оно развивается до аварийного размера; поврежденной оказывается значительная часть рабочей поверхности и происходит остановка агре-

гата защитой, если своевременно не разгрузить или не остановить агрегат. Процесс развития начавшегося повреждения может быть довольно длительным. Из рис. 11-7 видно, что после набора нагрузки 15 МВт на агрегате Бухтарминской ГЭС, что вызвало значительное увеличение усилия на подпятник, началось повышение температуры баббитового слоя в центральной зоне сегмента; через 3 мин температура по показаниям термо-

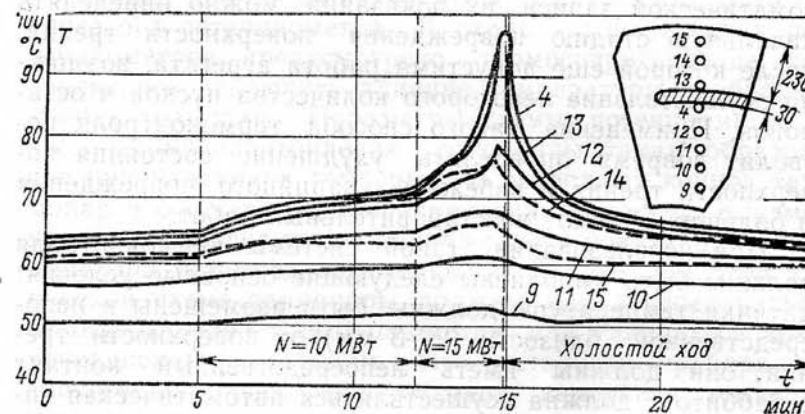


Рис. 11-7. Изменение температуры подпятника агрегата Бухтарминской ГЭС с диагональной турбиной при изменении нагрузки. Цифры соответствуют номерам термометров.

пар, заложенным в 2 мм от рабочей поверхности, достигла 100°C. После снятия нагрузки до нуля (холостого хода) температура начала быстро снижаться и через некоторое время равнялась первоначальной.

Во всех трех рассмотренных случаях, после отмеченных всплесков температуры, были обнаружены полосы интенсивных натиров или начального подплавления на сегментах. Зона повреждения совпадала с местом расположения термометров, давших всплески температуры. Характерно, что ни в одном из случаев не было отмечено повышения температуры по датчикам стационарного термоконтроля.

Степень повреждения баббитовой поверхности в рассмотренных случаях была различной: в первом случае — одна полоса интенсивных натиров, переходящих в подплавление; во втором случае — несколько полос начальной стадии подплавления баббита и одна полоса натиров; в третьем случае — полоса интенсивных натиров.



Следует отметить, что во втором случае (рис. 11-6) после отмеченного резкого подъема температуры при остановке было еще два пуска и две остановки, при которых отмечалось увеличение степени повреждения баббитовой поверхности сегментов.

Приведенные примеры свидетельствуют о том, что с помощью термодатчиков, устанавливаемых непосредственно в баббите вблизи рабочей поверхности, при автоматической записи их показаний можно определять начальную стадию повреждения поверхности трения, после которой еще допустима работа агрегата, возможно осуществление некоторого количества пусков и остановок. Применение такого способа термоконтроля позволит вовремя определить ухудшение состояния поверхности трения и избежать аварийного повреждения ч больших объемов восстановительных работ.

При использовании такой системы термоконтроля должны быть выполнены следующие основные условия: датчики температуры должны быть размещены в непосредственной близости (2—3 мм) от поверхности трения; они должны иметь непосредственный контакт с баббитом; должна осуществляться автоматическая запись показаний датчиков при пусках и остановках агрегатов, а в особых случаях и при работе под нагрузкой или при изменении нагрузки.

Этим условиям хорошо удовлетворяет способ термоконтроля, предложенный ОРГРЭС [Л. 7]. Применяются стандартные термопары из хромель-копелевых<sup>1</sup> электродов (6—8 термопар), устанавливаемые в одном из сегментов, с автоматической записью их показаний на ленте электронного потенциометра ЭПП-09, КСП-4 или другого, подобного им. При разнице температуры горячих и холодных концов термопары 100°С термо-э. д. с. составляет 6,95 мВ. Диаметр электродов 0,5—1,0 мм.

Поскольку температура масла в ванне подпятника не превышает 50°С, а температура рабочей поверхности сегментов 80°С и лишь в аварийных случаях она может превышать 100°С, то термопары можно выполнять в хлорвиниловой изоляции. Лишь наконечники, вставляемые в сегмент, следует выполнить в изоляции из стекловолокна или другого теплостойкого изоляционного материала.

<sup>1</sup> Хромель (90% Ni+10% Cr), копель (56% Cu+44% Ni).

Установка термопары в сегмент не представляет трудностей. Головка термопары из электродов диаметром 0,5—0,7 мм представляет собой сферу диаметром 2—2,5 мм. Термопара вводится в слой баббита через сверление диаметром 3—4 мм с тыльной стороны сегмента и ее головка плотно прижимается к металлу. Сверления не должны доходить до рабочей поверхности на 2—2,5 мм.

Запись производится на ленте электронного автоматического потенциометра. В схеме автоматических потенциометров предусмотрено термосопротивление, позволяющее исключить влияние температуры свободных концов термопар. Параметры схемы потенциометра и этого термосопротивления подобраны таким образом, что при изменении температуры свободных концов термопар и соответственном изменении термо-э. д. с. изменяется компенсирующее напряжение и показания потенциометра остаются неизменными. Однако при этой заводской схеме термопары должны или подсоединяться непосредственно к потенциометру или удлиняться компенсационным проводом. При установке прибора на значительном расстоянии от места измерения температуры это неудобно, так как приходится применять длинные термопары.

Удобна применяемая в ОРГРЭС схема с одной компенсационной термопарой и медными соединительными проводами (рис. 11-8). По этой схеме термопары 1 выводятся из маслованны подпятника и их свободные концы закрепляются на доске контактных зажимов 2. Дальнейшее соединение термопар с зажимами на стенке прибора осуществляется медными проводами 3. Для учета разности температуры в месте свободных концов термопар и в месте установки потенциометра в измерительную цепь вводится компенсационная термопара 7, головка которой закрепляется на доске контактных зажимов рядом со свободными концами термопар. При повышении температуры свободных концов, т. е. на доске контактных зажимов, термо-э. д. с. рабочих термопар уменьшится, но на столько же увеличится термо-э. д. с. компенсационной термопары, включенной последовательно с рабочими. В результате показания прибора останутся неизменными.

При рассмотренной схеме подсоединения термопар длина рабочих термопар составит 3—5 м, а потенцио-

метр можно устанавливать на расстоянии нескольких десятков метров от места измерения температуры. Требуется лишь одна компенсационная термопара (из тех же электродов, что и рабочие) длиной, равной длине соединительных проводов.

Переделка заводской схемы подсоединения термопар в самом потенциометре ЭПП-09 несложна и сводится к пересоединению медных проводов, идущих от переключателя, с коробки свободных концов непосредственно

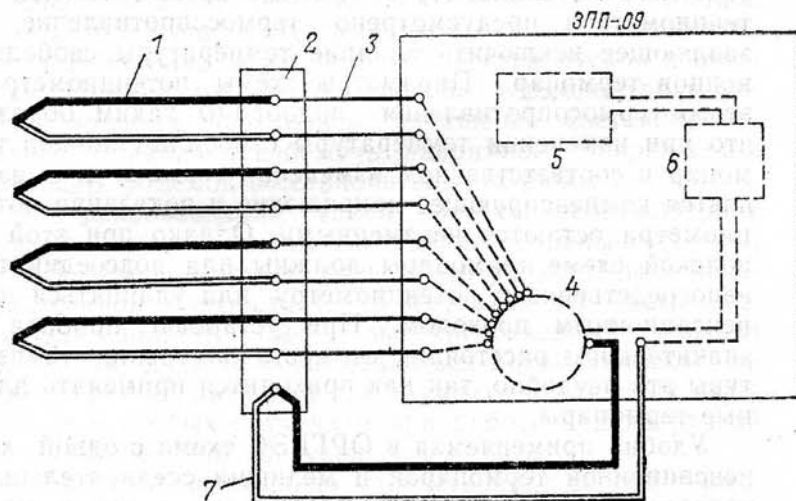


Рис. 11-8. Схема измерения температуры подпятника с помощью термопар и электронного автоматического потенциометра.

1 — рабочие термопары; 2 — доска контактных зажимов; 3 — медные соединительные провода; 4 — переключатель; 5 — регистрирующий орган; 6 — усилитель; 7 — компенсационная термопара.

на колодку зажимов и врезке двух компенсационных проводов в измерительную схему после переключателя (рис. 11-9).

Поскольку, как было показано выше, начальные повреждения рабочей поверхности сегментов происходят в основном при пусках и остановках, целесообразно в большинстве случаев производить запись показаний термопар только в этих режимах. При такой схеме измерений целесообразен следующий режим работы потенциометра. Измерительная часть прибора включена постоянно, а переключающее устройство и протяжка диаграммной бумаги с печатанием точек включается при подаче импульса на пуск агрегата. В течение 10—

15 мин производится непрерывная запись температуры, затем реле времени отключает переключающее и записывающее устройства прибора. При работе агрегата, когда записывающее устройство отключено, в работе остается одна «дежурная» термопара, на которой оста-

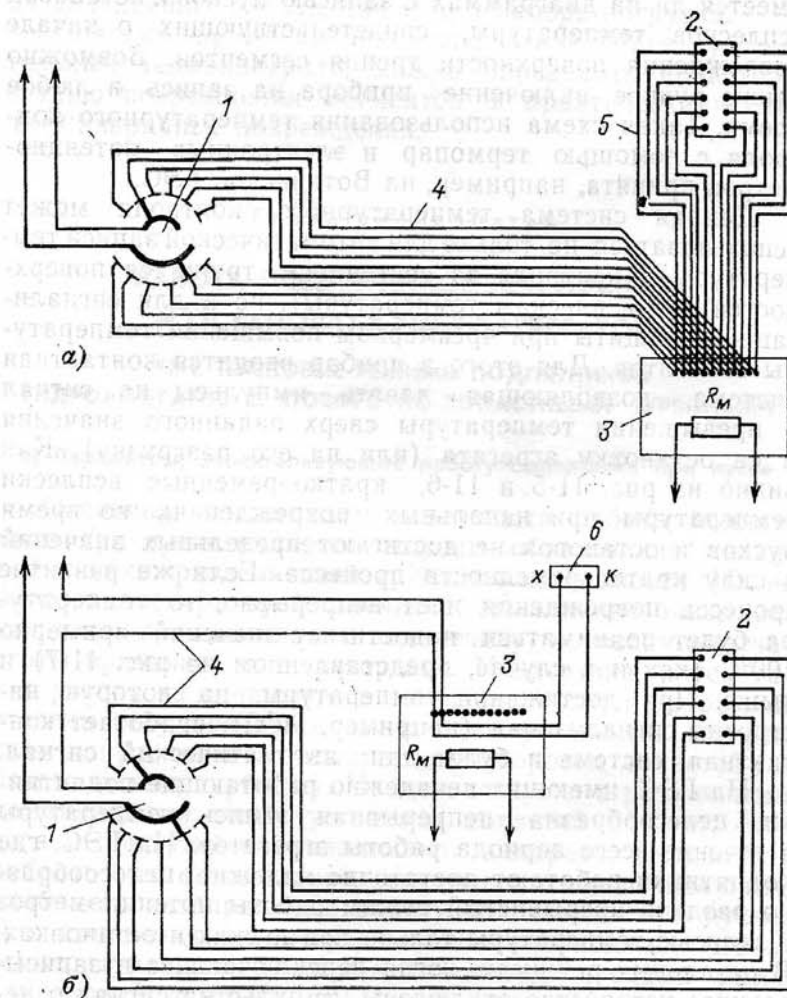


Рис. 11-9. Схемы подсоединения термопар к потенциометру ЭПП-09.

а — заводская схема; б — схема ОРГРЭС; 1 — переключатель; 2 — колодка зажимов для подсоединения термопар; 3 — коробка свободных концов; 4 — медные провода; 5 — компенсационные провода; 6 — колодка с зажимами для подсоединения компенсационной термопары;  $R_M$  — термосопротивление.

новился переключатель перед выключением записи. Она следит за температурой в данной точке измерения.

При подаче импульса на остановку также производится включение записывающего устройства с отключением его с помощью реле времени через 10—15 мин. Дежурный персонал в конце смены должен проверить, не имеется ли на диаграммах с записью пусков и остановок всплесков температуры, свидетельствующих о начале повреждения поверхности трения сегментов. Возможно также ручное включение прибора на запись в любое время. Такая схема использования температурного контроля с помощью термопар и электронных потенциометров принята, например, на Воткинской ГЭС.

Данная система температурного контроля может использоваться не только для автоматической записи температуры и контроля за состоянием трущихся поверхностей (по всплескам температуры), но и для сигнализации и защиты при чрезмерном повышении температуры сегментов. Для этого в прибор вводится контактная система, позволяющая давать импульсы на сигнал о превышении температуры сверх заданного значения и на остановку агрегата (или на его разгрузку). Как видно из рис. 11-5 и 11-6, кратковременные всплески температуры при начальных повреждениях во время пусков и остановок не достигают предельных значений в силу кратковременности процесса. Если же развитие процесса повреждения идет непрерывно, то температура будет подниматься и достигнет значений примерно 100°C (как и в случае, представленном на рис. 11-7) и выше. При достижении температуры, на которую настроена сигнализация (например, 90°C), сработает контактная система и будет дан автоматический сигнал.

На ГЭС, имеющих ненадежно работающие подпятники, целесообразна непрерывная запись температуры в течение всего периода работы агрегатов. На ГЭС, где подпятники работают достаточно надежно, целесообразно вводить прерывистый режим работы потенциометров с записью температуры только при пусках и остановках. В остальных режимах, когда переключающее и записывающее устройства отключены, импульс на сигнал о ненормальном повышении температуры с одновременным включением записи будет дан от «дежурной» точки.

Опыт эксплуатации и натурных испытаний подпятников показывает, что в подавляющем большинстве слу-

чаев начальные повреждения происходят именно при пусках и остановках и они остаются незамеченными из-за недостаточной чувствительности и большой инерционности существующих способов термоконтроля. Развитие же повреждения до аварийного происходит позже и аварийная остановка может произойти как при одном из дальнейших пусков, так и при наборе нагрузки.

Поэтому, применяя описанный выше более чувствительный термоконтроль, можно определить начальную стадию повреждения сегментов и практически исключить аварийные повреждения.

## Глава двенадцатая

### РАБОТА ПОДПЯТНИКОВ ПРИ ПУСКАХ И ОСТАНОВКАХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

#### 12-1. ПУСКОВЫЕ РЕЖИМЫ ПОДПЯТНИКОВ ГИДРОАГРЕГАТОВ С ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫМИ ТУРБИНАМИ

##### а) Параметры, характеризующие работу подпятника при пуске

Основным показателем надежности работы подпятника при пуске является скорость образования масляной пленки, разделяющей трущиеся поверхности. На ее образование при пуске значительное влияние оказывает нагрузка, приложенная к подпятнику, и увеличение частоты вращения, т. е. ускорение. И нагрузка, и ускорение ротора на начальном этапе пуска могут в некоторой степени регулироваться пусковыми уставками (открытием направляющего аппарата и разворотом лопастей рабочего колеса турбины). Производя пуски с различными комбинациями углов установки лопастей рабочего колеса и открытий направляющего аппарата, можно подобрать их оптимальное сочетание, обеспечивающее наиболее благоприятную работу подпятника при пуске. Для сравнения различных пусков необходимо, чтобы температура сегментов и масла перед пусками была одинаковой, а время стоянки агрегата перед пусками одно и то же.

На рис. 12-1 и 12-2 представлены результаты обработки осциллограмм двух (из серий проведенных) пусков агрегата № 8 Воткинской ГЭС, полученные при испытаниях подпятника. На них показано изменение ос-



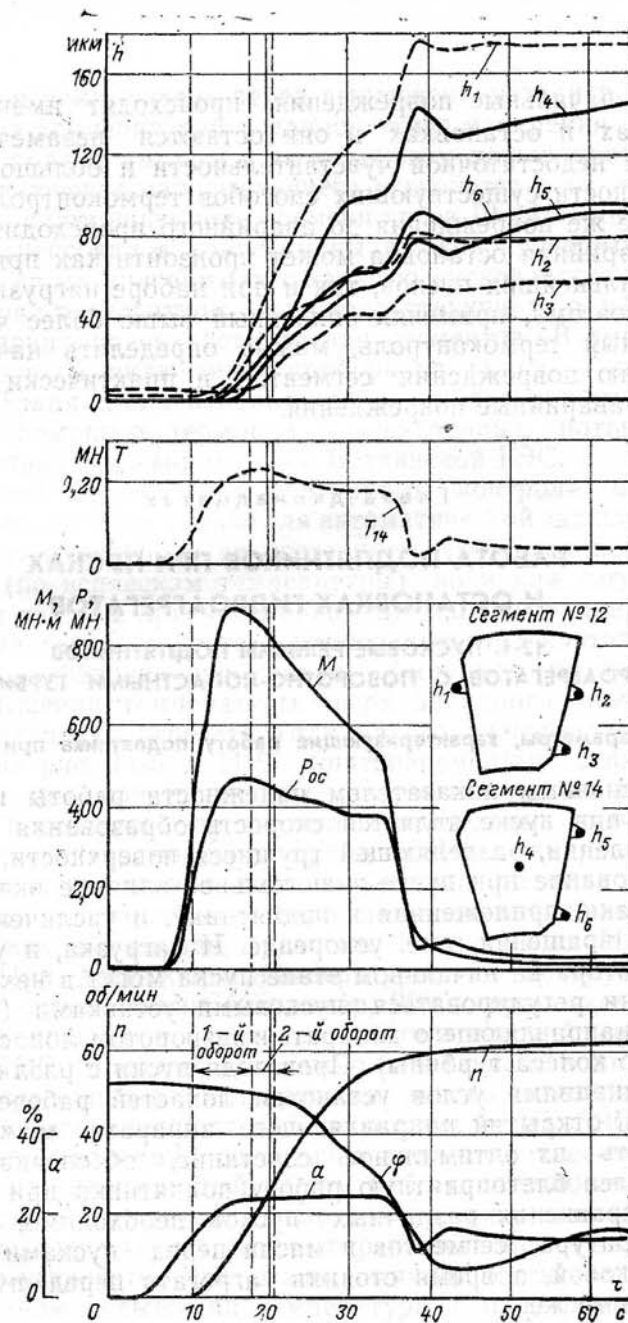


Рис. 12-1. Результаты обработки осциллограмм пуска агрегата № 8 Воткинской ГЭС при  $a_n=25\%$ ,  $\varphi_n=+5^\circ$ .

$\alpha$  — открытие направляющего аппарата;  $\varphi$  — углы установки лопастей рабочего колеса;  $n$  — частота вращения ротора;  $P_{oc}$  — осевое гидравлическое усилие;  $M$  — крутящий момент на валу;  $T_{14}$  — нагрузка на сегмент № 14;  $h_1-h_6$  — толщина масляной пленки на сегментах.

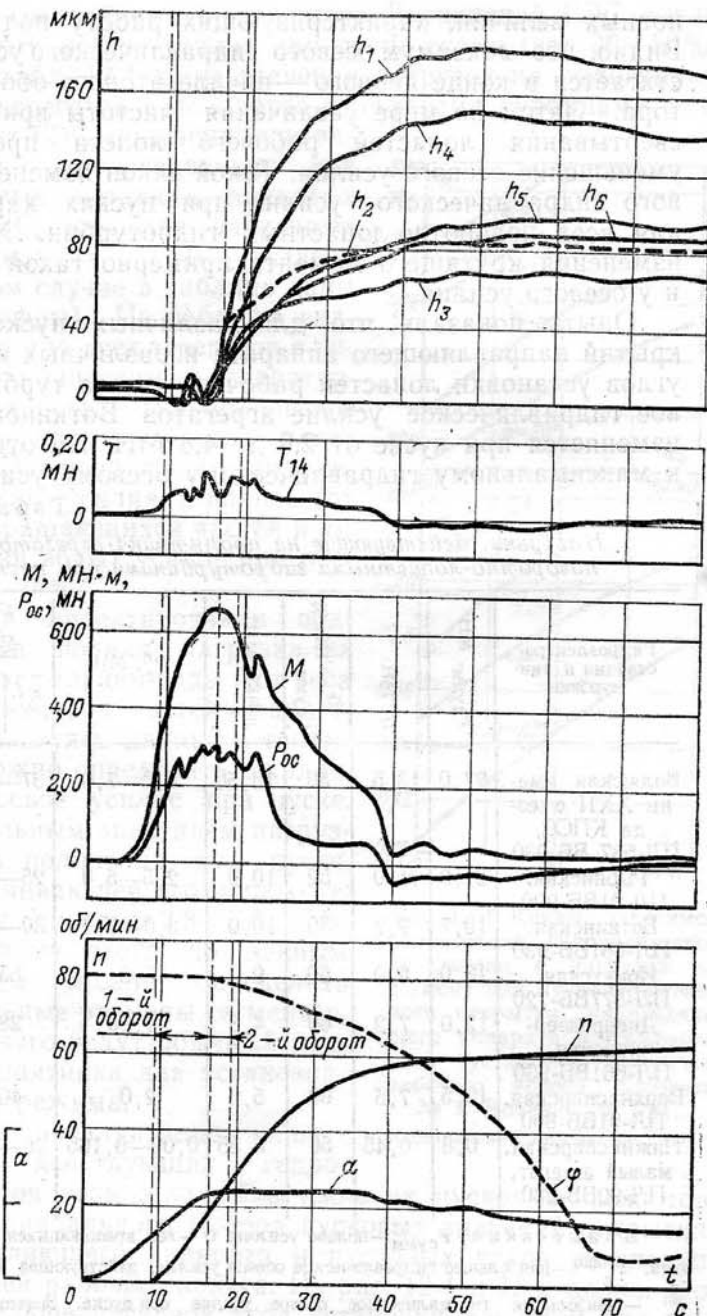


Рис. 12-2. Результаты обработки осциллограмм пуска агрегата № 8 Воткинской ГЭС при  $a_n=25\%$ ,  $\varphi_n=+20^\circ$ . Обозначения см. на рис. 12-1.

новых величин, характеризующих работу подпятника. Видно, что максимум осевого гидравлического усилия достигается в конце первого — начале второго оборота ротора. Затем по мере увеличения частоты вращения и свертывания лопастей рабочего колеса происходит уменьшение осевого усилия. Такой закон изменения осевого гидравлического усилия при пусках характерен для всех поворотных лопастных гидротурбин. Характер изменения крутящего момента примерно такой же, как и у осевого усилия.

Опыты показали, что для различных пусковых откритий направляющего аппарата и различных пусковых углов установки лопастей рабочего колеса турбины осевое гидравлическое усилие агрегатов Воткинской ГЭС изменяется при пуске от 2,9 до 4,8 МН. По отношению к максимальному гидравлическому осевому усилию, ко-

Таблица 12-1

Нагрузки, действующие на подпятники агрегатов с поворотными лопастными гидротурбинами при пусках

Гидроэлектростанция и тип турбины	$P_{\text{сумм}}, \text{МН}$	$G, \text{МН}$	$\frac{G}{P_{\text{сумм}}}, \%$	$r_{\text{макс}}, \text{МН}$	$P_{\text{г}}^{\text{п}}, \text{МН}$	$\frac{P_{\text{г}}^{\text{п}}}{r_{\text{макс}}}, \%$	$\frac{G + P_{\text{г}}^{\text{п}}}{P_{\text{сумм}}}, \%$
Волжская имени ХХII съезда КПСС, ПЛ-587 ВВ-930	27,0	13,5	50	13,50	5,0—7,0	37—52	69—76
Рыбинская, ПЛ-91ВВ-900	21,0	11,0	52	10,0	2,5—5,0	25—50	64—76
Воткинская, ПЛ-661ВВ-930	19,7	9,7	50	10,0	3,0—5,0	30—50	65—75
Иркутская, ПЛ-577ВВ-720	18,0	9,0	50	9,0	5,0	55	77
Днепропетровская, ПЛ-661ВВ-930	12,0	7,2	60	4,8	1,35	28	71
Верхнесвирицкая, ПЛ-91ВВ-800	12,5	7,5	60	5,0	2,0	40	75
Нижнесвирицкая, малый агрегат, ПЛ-90ВВ-230	0,8	0,45	56	0,35	0,09—0,165	26—47	67—77

Примечание.  $P_{\text{сумм}}$  — полное усилие;  $G$  — вес вращающихся частей агрегата;  $r_{\text{макс}}$  — наибольшее гидравлическое осевое усилие, действующее на подпятник;  $P_{\text{г}}^{\text{п}}$  — наибольшее гидравлическое осевое усилие при пуске. Значения  $r_{\text{макс}}$  для всех приведенных случаев измерены при максимальном напоре ГЭС.

торое составляет для агрегатов Воткинской ГЭС около 10,0 МН, осевое усилие при пуске составляет 30—50%.

В табл. 12-1 даны значения нагрузок на подпятники гидроагрегатов с поворотными лопастными турбинами различных ГЭС, полученные по замерам, произведенным при пусковых уставках, принятых на ГЭС, или при различных комбинациях этих уставок (в этом случае в таблице даны две цифры). Из таблицы видно, что для всех агрегатов с поворотными лопастными гидротурбинами осевое гидравлическое усилие при пуске составляет 25—55% наибольшего гидравлического усилия, а полное (от веса вращающихся частей и от реакции воды) усилие при пуске 65—75%.

При проектировании подпятника полная нагрузка на него (от реакции воды и от веса вращающихся частей) задается. Пользуясь данными таблицы, можно определить ожидаемое осевое усилие при пуске. Предельным значением нагрузки на подпятник при пуске, обеспечивающей его надежную работу, считается 2,8—3,0 МПа. Исходя из этого по данным таблицы можно определить предельные размеры сегментов, после чего ведут обычный расчет подпятника для установившегося режима.

При эксплуатации подпятников действующих гидроагрегатов возможно облегчение их пусковых режимов путем правильного выбора пусковых значений открытия направляющего аппарата и пусковых углов установки лопастей рабочего колеса. Из рис. 12-1 и 12-2 видно, что чем больше пусковой угол установки лопастей при по-

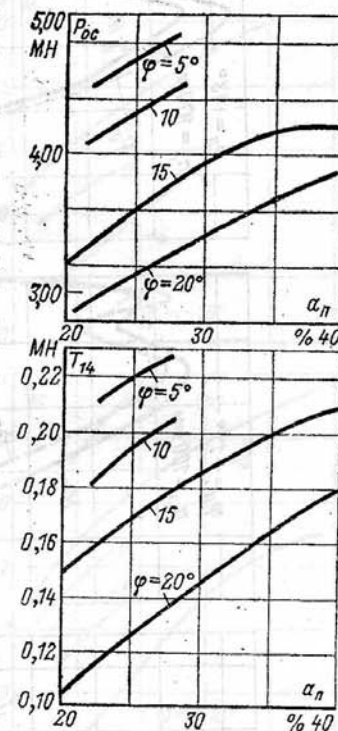


Рис. 12-3. Кривые зависимости осевого гидравлического усилия и нагрузки на сегмент при пуске от пускового открития направляющего аппарата и пускового угла установки лопастей рабочего колеса агрегата № 8 Воткинской ГЭС.

Обозначения см. на рис. 12-1.

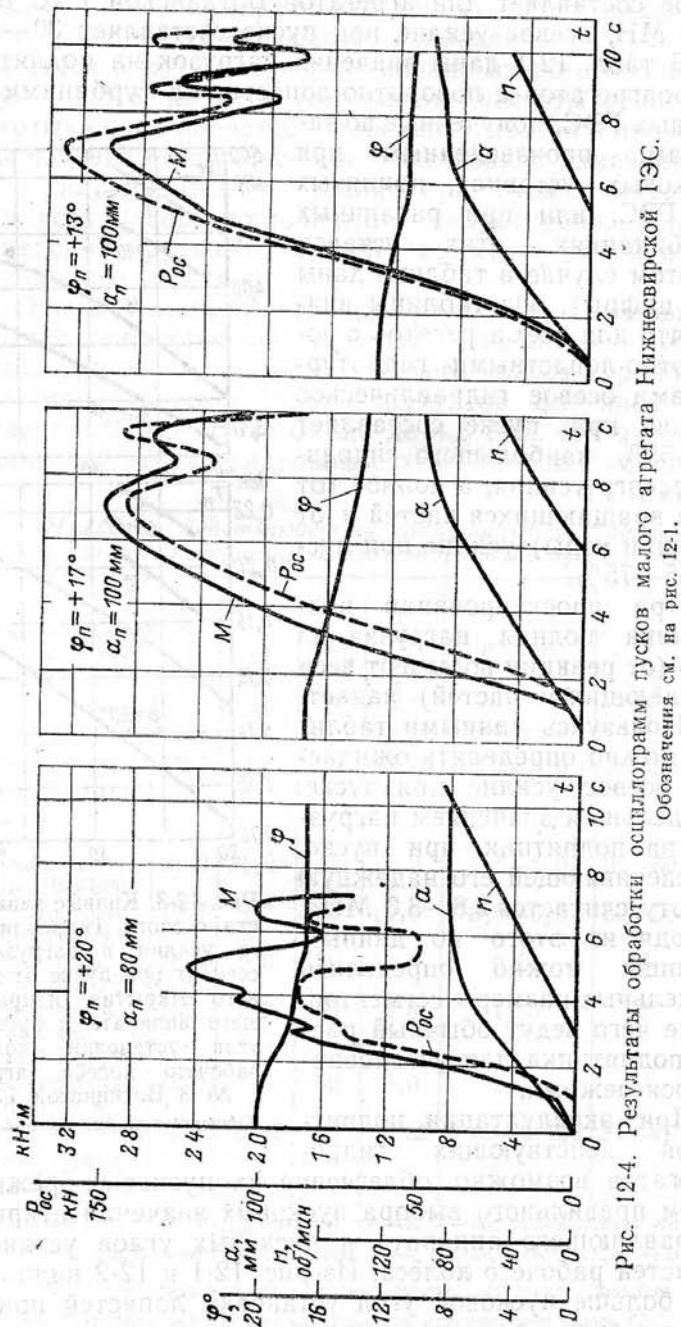


Рис. 12-4. Результаты обработки осциллограмм пусков малого агрегата Нижнесвирской ГЭС. Обозначения см. на рис. 12-1.

стоянном открытии направляющего аппарата, тем меньше осевое гидравлическое усилие при пуске. Так, для гидроагрегата Воткинской ГЭС при переходе от пускового угла  $\varphi_{п} = +5^\circ$  к  $\varphi_{п} = +20^\circ$  при  $\alpha_{п} = 25\%$  осевое гидравлическое усилие снижается на 1,7 МН, или на 36%. Значение пускового открытия направляющего аппарата также влияет на осевое гидравлическое усилие при пуске. Увеличение пускового открытия ведет к возрастанию осевого усилия. Так, переход от открытия 20% к открытию 40% при  $\varphi_{п} = +15^\circ$  приводит к возрастанию осевого усилия на 1,0 МН. На рис. 12-3 показан обобщенный график зависимости осевого усилия на подпятник и усилия на один сегмент при различных значениях пусковых углов и открытий для агрегата Воткинской ГЭС.

Зависимость осевого гидравлического усилия от  $\varphi_{п}$  и  $\alpha_{п}$ , проиллюстрированная на примере агрегата Воткинской ГЭС (рис. 12-1 — рис. 12-3), является общей для поворотно-лопастных гидротурбин. На рис. 12-4 показано изменение осевого гидравлического усилия, крутящего момента и частоты вращения в начальной стадии пусков малого гидроагрегата Нижнесвирской ГЭС при трех различных углах установки лопастей рабочего колеса. Из него видно, что уменьшение пускового угла  $\varphi_{п}$  с  $+20$  до  $+13^\circ$  при  $\alpha_{п} = 80 \div 100 \text{ мм}$  приводит к увеличению осевого гидравлического усилия с 0,09 до

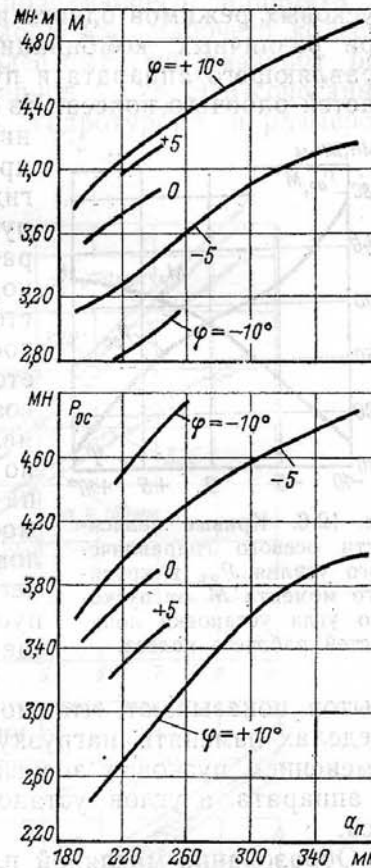


Рис. 12-5. Кривые зависимости осевого гидравлического усилия и крутящего момента при пуске от открытия направляющего аппарата и угла установки лопастей рабочего колеса агрегата № 5 Рыбинской ГЭС.



0,165 МН, т. е. почти вдвое. В процентах от наибольшего гидравлического осевого усилия это увеличение составляет 20%.

На рис. 12-5 представлены результаты исследований пусковых режимов одного из агрегатов Рыбинской ГЭС при различных комбинациях пусковых открытий направляющего аппарата и пусковых углов установки лопастей рабочего колеса. Из него видно, что при увеличении пускового открытия направляющего аппарата осевое гидравлическое усилие при пуске и крутящий момент возрастают. При увеличении пусковых углов установки лопастей рабочего колеса  $\varphi_n$  осевое усилие  $P_{ос}$  резко уменьшается, а крутящий момент  $M$  возрастает, т. е. условия пуска явно облегчаются. Это особенно хорошо видно из рис. 12-6,

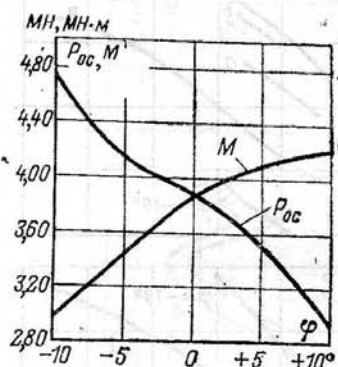


Рис. 12-6. Кривые зависимости осевого гидравлического усилия  $P_{ос}$  и крутящего момента  $M$  от пускового угла установки лопастей рабочего колеса.

на котором показана зависимость  $M$  и  $P_{ос}$  от пусковых углов установки лопастей рабочего колеса при постоянном пусковом открытии направляющего аппарата  $\alpha_n = 240$  мм.

Приведенные результаты опытов показывают, что можно в достаточно широких пределах изменять нагрузку на подпятник при пусках изменением пусковых значений открытия направляющего аппарата и углов установки лопастей рабочего колеса.

Образование масляной пленки при пуске зависит не только от осевого усилия, но и от увеличения частоты вращения, а на нее, как и на осевое усилие, влияют пусковые значения углов установки лопастей рабочего колеса и открытий направляющего аппарата. На рис. 12-7 показаны полученные при испытаниях агрегата Рыбинской ГЭС кривые изменения частоты вращения в пределах первых двух оборотов ротора при различных пусковых открытиях направляющего аппарата и пусковых углах установки лопастей рабочего колеса. Из этого рисунка видно, что для агрегата Рыбинской ГЭС наибольшее ускорение ротора получается при угле уста-

новки лопастей рабочего колеса  $\varphi_n = +5^\circ$  и при пусковом открытии направляющего аппарата  $\alpha_n = 370$  мм.

Таким образом, для гидроагрегатов с поворотнотлопастными турбинами существуют определенные сочетания пусковых открытий направляющего аппарата и пусковых углов установки лопастей рабочего колеса, которые обеспечивают наиболее быстрый разворот ротора агрегата в начальный период пуска. Эти сочетания различны для разных типов гидротурбин и размеров гидроагрегатов.

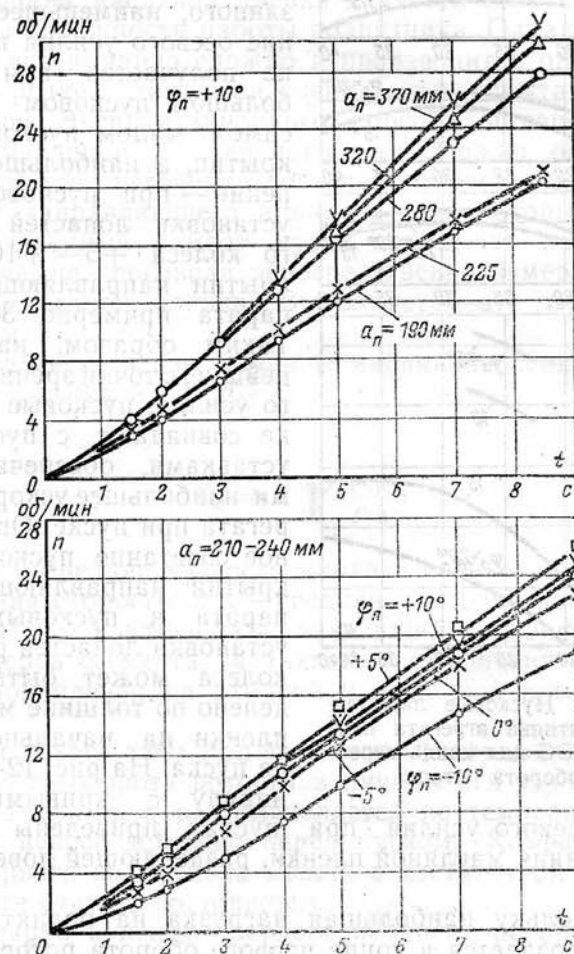


Рис. 12-7. Набор нормальной частоты вращения ротора при пусках агрегата № 5 Рыбинской ГЭС.

# б) Оптимальные значения пусковых открытий направляющего аппарата и пусковых углов рабочего колеса

Наиболее благоприятными для образования масляной пленки, разделяющей трущиеся поверхности подпятника при пуске, являются условия, когда осевое усилие наименьшее, а увеличение частоты вращения наибольшее. Как следует из сказанного, наименьшее значение осевого усилия при пуске получается при самом большом пусковом угле и самом малом пусковом открытии, а наибольшее ускорение — при пусковом угле установки лопастей рабочего колеса  $+5^{\circ}$ — $+10^{\circ}$  и открытии направляющего аппарата примерно 30—40%.

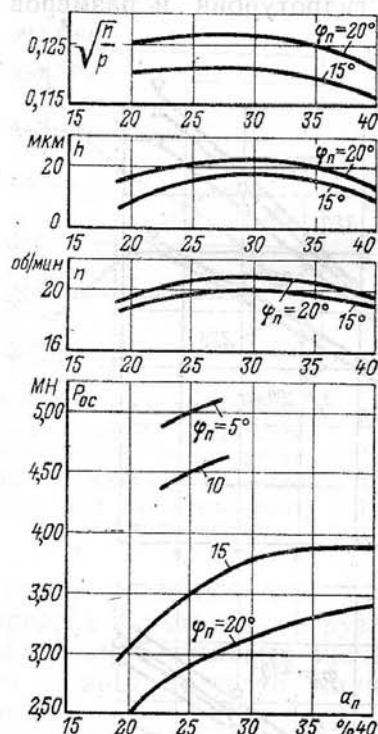


Рис. 12-8. Пусковые параметры подпятника агрегата Воткинской ГЭС для конца первого оборота ротора.

Таим образом, наивыгоднейшие, с точки зрения осевого усилия, пусковые установки не совпадают с пусковыми установками, обеспечивающими наибольшее ускорение агрегата при пуске. Оптимальное сочетание пусковых открытий направляющего аппарата и пусковых углов установки лопастей рабочего колеса может быть определено по толщине масляной пленки на начальном этапе пуска. На рис. 12-1 и 12-2 наряду с кривыми изменения осевого усилия при пусках приведены кривые образования масляной пленки, разделяющей поверхности трения.

Поскольку наибольшая нагрузка на подпятник при пусках создается в конце первого оборота ротора, когда частота вращения еще незначительна (0,25—0,30 $n_n$ ), то именно в этот наиболее тяжелый момент и целесообразно

сравнивать различные пуски. На рис. 12-8 приведены значения гидравлического осевого усилия, частоты вращения и толщины масляной пленки в конце первого оборота ротора при пусках агрегата Воткинской ГЭС с различными пусковыми открытиями направляющего аппарата и различными пусковыми углами установки лопастей рабочего колеса. Из него видно, что наибольшее значение толщины масляной пленки получается при открытии направляющего аппарата 30% и угле лопастей рабочего колеса  $+20^\circ$  (наибольшем).

Толщина масляной пленки является основным показателем надежности работы подпятника. Однако измерение ее чрезвычайно сложно и производится оно сравнительно редко — лишь при специальных испытаниях подпятников. Эксплуатационного способа измерения толщины масляной пленки пока нет. Можно определить пусковой угол установки лопастей рабочего колеса и открытие направляющего аппарата, при которых пленка в определенный момент пуска принимает наибольшее значение, не производя непосредственно измерений толщины масляной пленки. Выполняется это следующим образом.

Среднее значение толщины масляной пленки определяется формулой [Л. 26]

$$h_{ср} = k \sqrt{\frac{\mu_{ср} u}{p_{ср}}}, \quad (12-1)$$

где  $\mu_{ср}$  — средняя вязкость масла в пленке;  $u$  — средняя окружная скорость;  $p_{ср}$  — средняя удельная нагрузка на сегмент;  $k$  — коэффициент, зависящий от конфигурации и размеров сегмента, а также от отношения толщины масляной пленки на входной и выходной кромках сегмента.

Для какого-либо момента пуска (например, для конца первого оборота ротора) величины  $u$  и  $p_{ср}$  определяются замерами, а  $\mu_{ср}$  вычисляется по температуре сегментов непосредственно перед пуском. Коэффициент  $k$  для данного подпятника можно с достаточной степенью точности считать постоянным.

Измерив в конце первого оборота ротора частоту вращения и осевое гидравлическое усилие и определив среднюю удельную нагрузку  $p_{ср}$ , подсчитав  $\mu_{ср}$ , можно вычислить для различных пусков значения величины,

пропорциональной средней толщине масляной пленки. Назовем ее относительной толщиной масляной пленки

$$h' = k' h_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{\mu_{\text{ср}}}{\rho_{\text{ср}}}}, \quad (12-2)$$

где  $k' = 1/k = \text{const}$ .

На рис. 12-8 сверху приведены кривые изменения  $h'$  в зависимости от  $\varphi_{\text{п}}$  и  $a_{\text{п}}$  по результатам опытов на агрегате Воткинской ГЭС. Поскольку в этих опытах пуски производились при одной и той же температуре сегментов, вязкость масла была принята постоянной, подсчет велся по более простой формуле:

$$h_{\text{ср}} = k \sqrt{\frac{n}{P}}, \quad (12-3)$$

где  $n$  — частота вращения ротора в конце первого оборота;  $P$  — нагрузка на подпятник в конце первого оборота;  $k$  — постоянный коэффициент.

Как видно из рисунка, подсчитанная таким образом относительная толщины масляной пленки  $h' = \sqrt{n/P}$  изменяется в зависимости от  $\varphi_{\text{п}}$  и  $a_{\text{п}}$  так же, как и непосредственно измеренная толщина масляной пленки. Ее наибольшее значение также приходится на пуски с  $\varphi_{\text{п}} = +20^\circ$  и  $a_{\text{п}} = 30\%$ .

Таким образом, имеется возможность определять наиболее выгоднейшее для подпятника сочетание углов установки лопастей рабочего колеса и открытий направляющего аппарата при пусках без сложных замеров толщины масляной пленки. При этом требуется измерение при первых двух оборотах ротора лишь осевого гидравлического усилия и частоты вращения ротора, а также температуры сегментов перед пуском. Эти измерения производятся сравнительно несложно и не требуют вскрытия маслованны и разборки подпятника.

Рассмотренный способ определения наиболее выгоднейшего сочетания пускового открытия направляющего аппарата и пускового угла установки лопастей рабочего колеса можно проиллюстрировать следующими примерами. На агрегате № 5 Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС были произведены замеры осевого усилия и толщины масляной пленки при нескольких значениях пускового открытия направляющего аппарата и постоянном угле установки лопастей рабочего колеса  $\varphi_{\text{п}} = 21,5^\circ$ . На рис. 12-9 внизу показана зависимость осевого уси-

лия и толщины масляной пленки от  $a_{\text{п}}$  при  $\varphi_{\text{п}} = 21,5^\circ$ . Приведены наибольшие значения осевого гидравлического усилия при пусках и полученные при этом средние значения толщины масляной пленки (средние по шести датчикам на одном сегменте). С увеличением открытия направляющего аппарата осевое усилие растет, а толщина пленки уменьшается. Выше на этом же рисунке показано изменение частоты вращения и параметра  $h' = \sqrt{\mu n/P}$ . Видно, что относительная толщина масляной пленки  $h'$  изменяется в зависимости от открытия направляющего аппарата так же, как и измеренная непосредственно толщина масляной пленки  $h$ .

На агрегате № 5 Рыбинской ГЭС пусковые характеристики снимались без непосредственного измерения толщины масляной пленки. Измерялись лишь осевое гидравлическое усилие и частота вращения ротора. Пуски производились при различных пусковых открытиях направляющего аппарата и различных пусковых углах установки лопастей рабочего колеса, причем температура сегментов и время стоянки агрегата перед каждым пуском были одинаковыми. Результаты опытов представлены на рис. 12-10. Как видно из него, максимальное значение относительной толщины масляной пленки  $h' = \sqrt{n/P}$  получено при  $a_{\text{п}} = 35\%$  и  $\varphi_{\text{п}} = +10^\circ$ .

Сравнение пусковых характеристик агрегатов с поворотно-лопастными турбинами Воткинской, Волжской имени XXII съезда КПСС и Рыбинской ГЭС показывает, что для каждого из них наиболее выгоднейшие пусковые открытия направляющего аппарата разные (соответственно 30, 25 и 35%), а наиболее выгодными пусковыми углами установки лопастей рабочего колеса являются наибольшие.

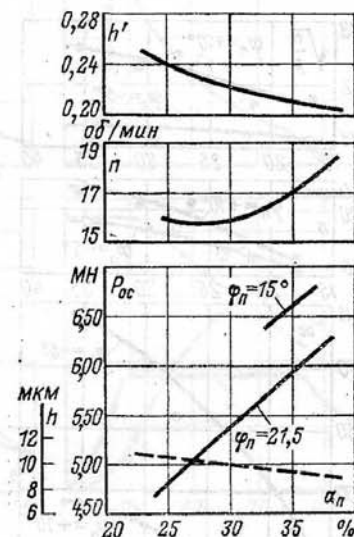


Рис. 12-9. Пусковые параметры подпятника агрегата Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС при первом обороте ротора.



Таким образом, для каждого типа агрегата имеется свое оптимальное значение пускового открытия направляющего аппарата, которое должно быть определено экспериментально.

На пусковые характеристики подпятника оказывает влияние не только значение пускового угла установки

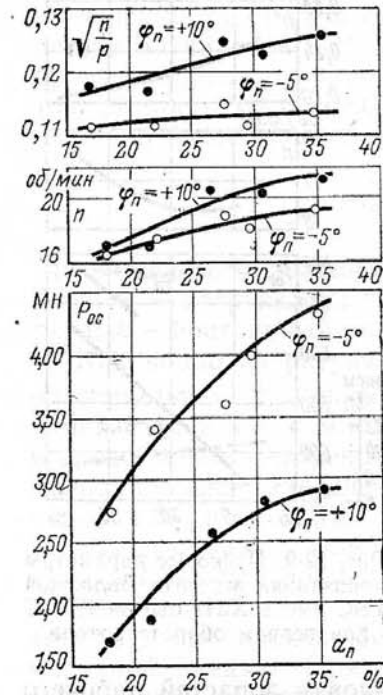


Рис. 12-10. Пусковые параметры подпятника агрегата Рыбинской ГЭС в конце первого оборота ротора.

открытия направляющего аппарата), второго — с поздним началом сворачивания лопастей рабочего колеса (после достижения направляющим аппаратом пускового открытия). Из графиков видно, что во втором случае наибольшее значение осевого усилия при пуске на 1,00 МН меньше, чем в первом случае.

Задержка в начале сворачивания лопастей рабочего колеса не только уменьшает нагрузку на подпятник при пуске, но и несколько увеличивает ускорение ротора

лопастей рабочего колеса турбины, но и то, когда начинается сворачивание лопастей при пуске. Если оно начинается одновременно с открытием направляющего аппарата, то в момент трогания агрегата и на первом обороте ротора угол установки лопастей становится меньше пускового и осевое усилие соответственно увеличивается. Если же сворачивание лопастей начинается только после того, как направляющий аппарат достиг пускового открытия (а к этому времени ротор уже совершит около оборота), то осевое гидравлическое усилие получается меньше.

На рис. 12-11 приведены результаты обработки осциллограмм двух пусков агрегата Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС: одного с нормальным началом сворачивания лопастей рабочего колеса (в момент начала

агрегата в начальный период пуска (рис. 12-12). Подобные результаты были получены и на других ГЭС, имеющих агрегаты с поворотными лопастными турбинами. Таким образом, рассмотренное мероприятие положительно

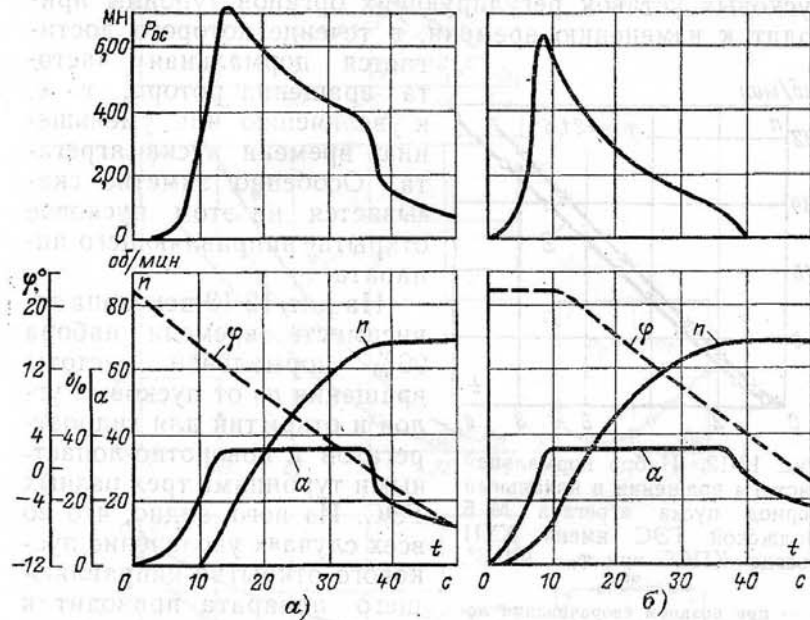


Рис. 12-11. Результаты пусков агрегата № 5 Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС.

а — при нормальном (раннем) сворачивании лопастей рабочего колеса; б — при позднем сворачивании лопастей рабочего колеса.

сказывается на работе подпятника при пусках и может быть рекомендовано для всех агрегатов с поворотными лопастными турбинами.

В отдельных случаях, когда производились пуски с малыми пусковыми углами установки лопастей рабочего колеса и рано началось их сворачивание, вообще не удавалось развернуть ротор агрегата. Так, во время испытаний агрегата № 2 Рыбинской ГЭС при одном из пусков с  $\varphi_n = -10^\circ$  (этот угол был принят на ГЭС в качестве пускового) и начале сворачивания лопастей рабочего колеса одновременно с началом открытия направляющего аппарата ротор не удалось развернуть даже при достижении нормального пускового открытия направляющего аппарата. Это произошло вследствие того, что к моменту достижения пускового открытия направляющего аппарата лопасти свернулись до  $\varphi = -12,5^\circ$ . Осевое усилие возросло настолько, что оказалось невозможным преодолеть силы трения и сдвинуть ротор. Потребовалось снова установить лопасти колеса на  $\varphi_n = -10^\circ$  и осуществлять пуск с задержкой их сворачивания.

Подбирая наимыгоднейшее с точки зрения работы подпятников соотношение пусковых углов установки лопастей рабочего колеса и пусковых откритий направляющего аппарата, следует иметь в виду, что изменение пусковых уставок регулирующих органов турбины приводит к изменению времени, в течение которого дости-

гается нормальная частота вращения ротора, т. е. к увеличению или уменьшению времени пуска агрегата. Особенно заметно сказывается на этом пусковое откритие направляющего аппарата.

На рис. 12-13 показана зависимость времени набора 96% нормальной частоты вращения  $n_n$  от пусковых углов и откритий для гидроагрегатов с поворотнo-лопастными турбинами трех разных ГЭС. Из него видно, что во всех случаях увеличение пускового открития направляющего аппарата приводит к снижению времени набора нормальной частоты вращения. Это снижение раз-

лично для разных агрегатов и зависит в основном от массы ротора агрегата. Так, увеличение пускового открития с 20 до 40% приводит к снижению времени набора 96%  $n_n$  на агрегатах Рыбинской ГЭС на 20—25 с, Воткинской ГЭС — на 15 с, Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС — на 10—12 с.

Зависимость времени набора нормальной частоты вращения от пускового угла установки лопастей рабочего колеса несколько более сложная. Из рис. 12-13 видно, что при определенных углах оно минимальное: для Рыбинской ГЭС при  $\varphi_n = -5 \div 0^\circ$ , на Воткинской ГЭС при  $+7 \div +10^\circ$ .

Учитывая влияние пусковых уставок регулирующих органов турбин поворотнo-лопастного типа на работу подпятника и на время пуска агрегата, можно рекомендовать следующее: для агрегатов, у которых подпятники

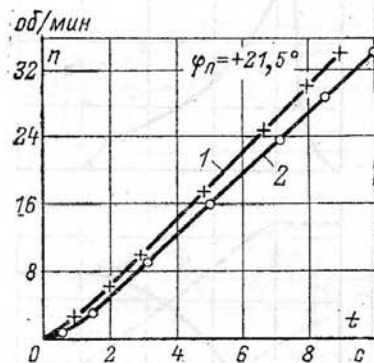


Рис. 12-12. Набор нормальной частоты вращения в начальный период пуска агрегата № 5 Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС при  $\varphi_n = +21,5^\circ$ ,  $\alpha_n = 35\%$ .

1 — при позднем сворачивании лопастей рабочего колеса; 2 — при раннем сворачивании лопастей рабочего колеса.

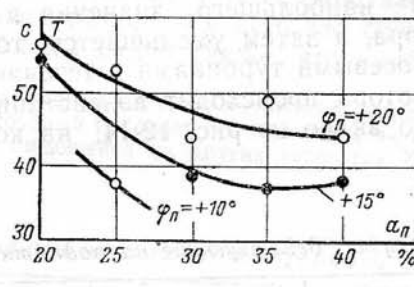
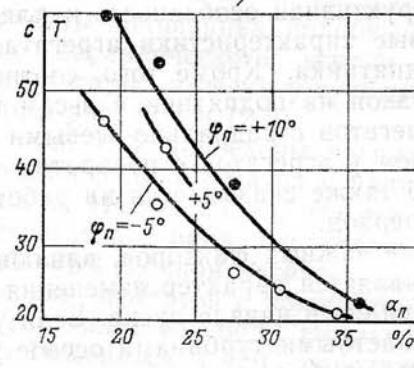
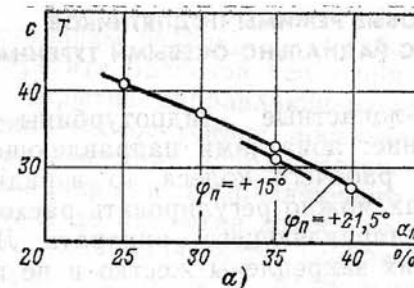


Рис. 12-13. Кривые зависимости времени набора 96% нормальной частоты вращения от пусковых углов и откритий.

а — Волжская ГЭС имени XXII съезда КПСС; б — Рыбинская ГЭС; в — Воткинская ГЭС.

работают в тяжелых режимах (имеют большую нагрузку, высокую удельную нагрузку, большие размеры сегментов и т. д.), выбор пусковых углов и откритий производить, добиваясь облегчения работы подпятников, несмотря на то, что при этом увеличивается время набора нормальной частоты вращения (т. е. время ввода гидроагрегата в работу из резерва); для агрегатов, имеющих легконагруженные подпятники, обладающие высокой надежностью, главным фактором может быть время набора нормальной частоты вращения.

## 12-2. ПУСКОВЫЕ РЕЖИМЫ ПОДПЯТНИКОВ ГИДРОАГРЕГАТОВ С РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫМИ ТУРБИНАМИ

Если поворотно-лопастные гидротурбины имеют двойное регулирование: лопатками направляющего аппарата и лопастями рабочего колеса, то в радиально-осевых гидротурбинах можно регулировать расход воды только лопатками направляющего аппарата. Лопасты рабочего колеса у них закреплены жестко и не поворачиваются. Эта конструктивная особенность накладывает отпечаток на пусковые характеристики агрегата, влияющие на работу подпятника. Кроме того, соотношение между полной нагрузкой на подпятник и весом вращающихся частей у агрегатов с радиально-осевыми турбинами обычно иное, чем у агрегатов с поворотно-лопастными турбинами, что также сказывается на работе подпятника в пусковой период.

Одним из наиболее важных факторов, влияющих на работу подпятника, является характер изменения осевого гидравлического усилия в начале пуска. Если у агрегатов с поворотно-лопастными турбинами осевое усилие при пуске достигает наибольшего значения в конце первого оборота ротора, а затем уменьшается, то у агрегатов с радиально-осевыми турбинами в течение всего периода ускорения ротора происходит возрастание осевого усилия, как это видно из рис. 12-14, на котором

Нагрузки, действующие на подпятники агрега

Гидроэлектростанция и тип турбины	$P_{\text{сумм}}$ , МН	$G$ , МН	$\frac{G}{P_{\text{сумм}}}$ 100, %	$P_{\text{макс}}$ , МН
Братская, РО-662-ВМ550	12,7	8,5	67	4,20
Красноярская, РО-115/697а	28,0	16,50	60	12,00
Плявиньская, РО-ВВ-600	10,55	5,65	54	4,9
Бухтарминская, РО-211-ВМ-410	5,05	3,75	74	1,30
Гюмушская, РО-246-ВМ-265	3,60	2,25	62	1,40
Канакерская, большой агрегат, РО-40-ВМ-210	2,0	1,40	70	0,60
Сходненская, РО-123-ВМ-250	2,0	1,35	67	0,65

Примечание.  $P_{\text{сумм}}$  — полное усилие;  $G$  — вес вращающихся частей агрегата; — наибольшее гидравлическое осевое усилие при пуске;  $P_{\text{Г1}}$  — гидравлическое осевое усилие в конце 1-го оборота;  $P_{\text{макс}}$  — для Гюмушской, Канакерской и Сходненской ГЭС получены непосредственно измерениями, а для остальных ГЭС получены расчетом.

представлены результаты обработки осциллограмм пусков агрегата Братской ГЭС<sup>1</sup> при двух значениях пускового открытия направляющего аппарата. Наибольшее значение осевого усилия достигает только тогда, когда частота вращения приближается к нормальной и происходит прикрытие направляющего аппарата с пускового открытия до открытия холостого хода. Такое изменение осевого гидравлического усилия характерно для всех крупных агрегатов с радиально-осевыми турбинами. Для работы подпятника подобный характер изменения осевого гидравлического усилия менее благоприятен, чем тот, который имеется у турбин поворотно-лопастного типа (см. рис. 12-1 и 12-2).

В табл. 12-2 приведены нагрузки, действующие на подпятники ряда агрегатов с радиально-осевыми гидротурбинами. Из нее видно, что вес ротора для большинства агрегатов с радиально-осевыми турбинами составляет 65—75% полной нагрузки на подпятник, в то время как для агрегатов с поворотно-лопастными турбинами он составлял 50—60%. Исключение составляет лишь агрегат Плявиньской ГЭС, работающий при сравнительно низком напоре — у него это соотношение равно 54%. Из таблицы видно также, что наибольшая нагрузка на

<sup>1</sup> На данном агрегате установлен подпятник на гидравлической опоре, который работает без принудительной подачи масла под давлением, имеющейся на других агрегатах Братской ГЭС.

Таблица 12-2

тов с радиально-осевыми гидротурбинами

$P_{\text{Г1}}$ , МН	$P_{\text{Г}}^{\text{п}}$ , МН	$\frac{P_{\text{Г1}}}{P_{\text{макс Г}}}$ 100, %	$\frac{P_{\text{Г}}^{\text{п}}}{P_{\text{макс Г}}}$ 100, %	$\frac{G + P_{\text{Г1}}}{P_{\text{сумм}}}$ 100, %	$\frac{G + P_{\text{Г}}^{\text{п}}}{P_{\text{сумм}}}$ 100, %
1,00	2,45	24	58	75	86
5,00	9,00	42	75	76	88
0,90	2,70	20	55	62	79
0,65	0,85	50	65	87	90
0,80	0,90	59	66	85	87
0,35	0,36	58	60	88	88
0,21	0,30	32	46	78	82

$P_{\text{макс Г}}$  — наибольшее гидравлическое осевое усилие, действующее на подпятник;  $P_{\text{Г}}^{\text{п}}$  — усилие в конце 1-го оборота;  $P_{\text{макс Г}}$  — для Гюмушской, Канакерской и Сходненской ГЭС получены измерениями.



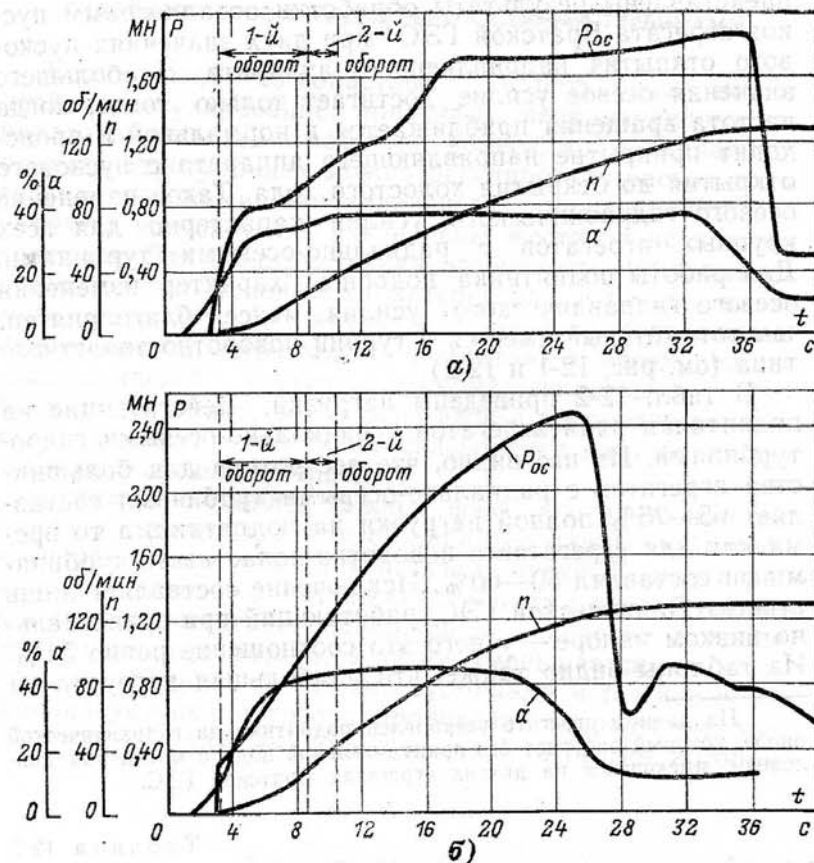


Рис. 12-14. Результаты обработки осциллограмм пусков агрегата Братской ГЭС.

$\alpha$  — открытие направляющего аппарата;  $n$  — частота вращения ротора;  $P_{ос}$  — гидравлическое осевое усилие; а — пуск при  $\alpha_n = 37\%$ ; б — пуск при  $\alpha_n = 45\%$ .

подпятники при пусках для агрегатов с радиально-осевыми турбинами составляет 80—90% полного усилия, в то время как для агрегатов с поворотно-лопастными турбинами она равна 65—75%.

Таким образом, при одинаковых общих нагрузках на подпятники с турбинами радиально-осевого и поворотно-лопастного типа подпятники первых оказываются в более тяжелых условиях во время пусков: на них при пусках действует большая нагрузка и менее благоприят-

тен характер изменения осевого гидравлического усилия. Это должно учитываться при проектировании подпятников.

Условия работы подпятника агрегата с радиально-осевой турбиной могут несколько меняться при пусках в зависимости от пускового открытия направляющего

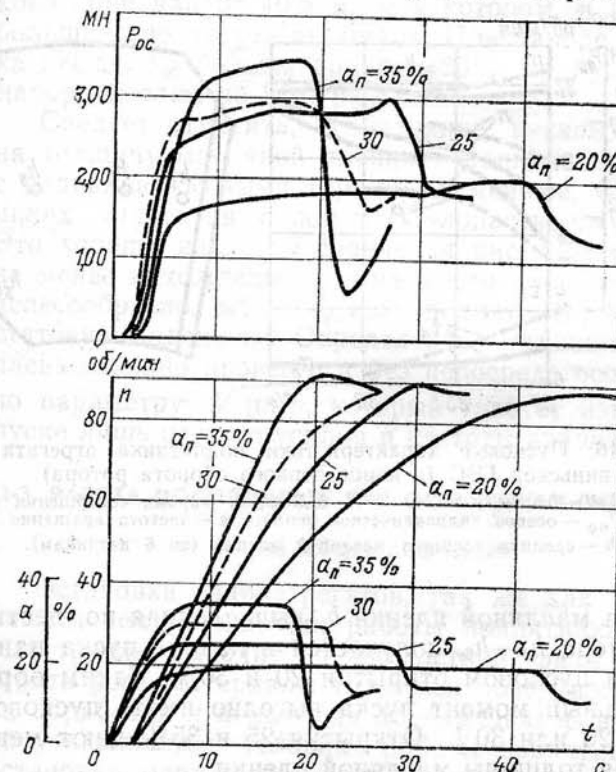


Рис. 12-15. Результаты опытов с различными пусковыми открытиями агрегата Плявиньской ГЭС.

аппарата. Увеличение пускового открытия ведет, с одной стороны, к ускорению набора нормальной частоты вращения ротора, что облегчает работу подпятника, с другой стороны, — к увеличению гидравлического осевого усилия, что утяжеляет работу подпятника. Имеется оптимальное значение пускового открытия, которое должно быть определено опытным путем для каждого конкретного типа и размера агрегата. На рис. 12-15 приведены результаты пусков с различными пусковыми открытиями направляющего аппарата агрегата Плявинь-

ской ГЭС. Хорошо видно влияние пускового открытия на ускорение ротора и на значение осевого гидравлического усилия.

Из рис. 12-16, где приведены зависимости параметров, характеризующих работу подпятника, от пускового открытия для конца первого оборота ротора, видно, что

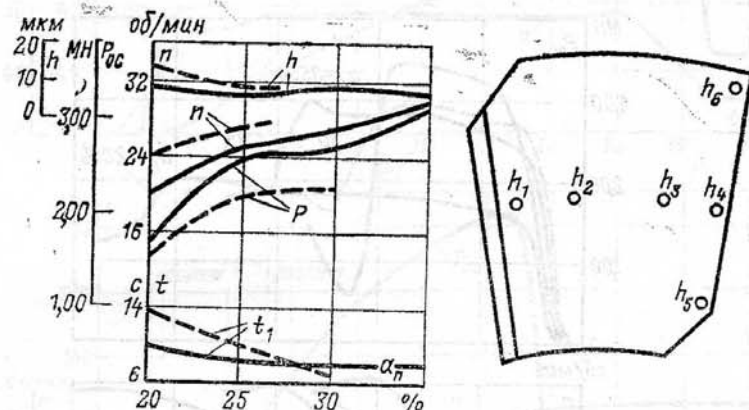


Рис. 12-16. Пусковые характеристики подпятника агрегата Плявиньской ГЭС (в конце первого оборота ротора).  
—  $H=40,5$  м; ---  $H=37,5$  м;  $t_1$  — время совершения первого оборота;  $P_{oe}$  — осевое гидравлическое усилие;  $n$  — частота вращения ротора;  $h$  — средняя толщина масляной пленки (по 6 датчикам).

толщина масляной пленки  $h$ , вычисленная по шести точкам замера  $h_1$ — $h_6$ , получается в начале пуска наибольшей при пусковом открытии 20 и 30%. Таким образом, в начальный момент пуска выгодно иметь пусковое открытие 20 или 30%. Открытия 25 и 35% дают меньшие значения толщины масляной пленки.

Такая зависимость толщины масляной пленки в начале пуска от пускового открытия связана в основном с характером изменения осевого усилия. Из рис. 12-16 видно, что при увеличении пускового открытия от 20 до 25% осевое гидравлическое усилие  $P$  возрастает значительно, а при увеличении с 25 до 30% в 4—5 раз меньше. При дальнейшем увеличении пускового открытия с 30 до 35% прирост осевого гидравлического усилия снова увеличивается. Соответственно происходит и изменение толщины масляной пленки: в начальной стадии пусков при  $a_n=20 \div 30\%$  пленка толще, чем при 25 и 35%.

На основе проведенных измерений эксплуатационному персоналу Плявиньской ГЭС было рекомендовано пусковое открытие 30%. При этом открытии ускорение ротора до номинальной частоты вращения происходит в 2 раза быстрее, чем при 20% (22 вместо 42 с при  $H=40,5$  м). Среднее значение толщины масляной пленки в том и другом случае в конце первого оборота одинаково при напоре 40,5 м, при котором и производится большинство пусков агрегатов. При напоре 37,5 м пленка несколько больше при  $a_n=20\%$ , но пуски при этом напоре бывают на ГЭС редко.

Следует отметить, что влияние пускового открытия на толщину масляной пленки в подпятниках агрегатов с радиально-осевыми турбинами меньше, чем в подпятниках агрегатов с поворотно-лопастными турбинами. Это хорошо видно из сравнения рис. 12-8 и 12-16. Тем не менее нахождение оптимального пускового открытия целесообразно, особенно если подпятник работает недостаточно надежно. Определение толщины масляной пленки можно провести и без непосредственного замера по параметру  $V_{пл/р}$ , который требует измерения при пуске лишь осевого усилия и частоты вращения.

### 12-3. РАБОТА ПОДПЯТНИКОВ ПРИ ОСТАНОВКАХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

#### а) Общие положения

Остановки гидроагрегатов, так же как и пуски, являются теми режимами работы подпятника, при которых трение выходит из жидкостной фазы и начинают играть роль материалы трущихся поверхностей, чистота их обработки и целый ряд других факторов. Значительно утяжеляются условия работы подпятника. Режим остановки, однако, является для подпятника в большинстве случаев более легким, чем режим пуска, в силу ряда обстоятельств. Во-первых, труднее создать сплошную масляную пленку между поверхностями, которые находились в длительном соприкосновении под нагрузкой и между которыми была лишь незначительная остаточная пленка масла, чем выдавить в процессе остановки уже имеющуюся масляную пленку, полностью разделяющую поверхности трения. Во-вторых, в процессе остановки на подпятник действует нагрузка меньшая, чем при пуске, так как отсутствует нагрузка от реакции воды, а при включении торможения в конечной стадии

остановки происходит некоторая дополнительная разгрузка подпятника за счет действия тормозов.

Условия работы подпятника при остановках в значительной степени зависят от того, какого типа гидротурбина установлена на данном агрегате, каков вес ротора агрегата и от других факторов. Так, подпятники на агрегатах с поворотно-лопастными турбинами работают при остановках в более легких условиях, чем на агрегатах с радиально-осевыми турбинами при равных нагрузках, а подпятники на агрегатах, имеющих тяжелый ротор, работают в более трудных условиях при остановках, чем на агрегатах с легким ротором при прочих равных условиях.

#### б) Остановки гидроагрегатов с поворотно-лопастными турбинами

Особенностью агрегатов с поворотно-лопастными турбинами является возникновение в них в процессе остановок обратного, т. е. действующего вверх, гидравлического осевого усилия, которое значительно разгружает подпятник в начальной стадии остановок и способствует более длительному сохранению толстой масляной пленки. На рис. 12-17 приведены кривые изменения основных величин, характеризующих работу подпятника при разгрузке и остановке агрегата Воткинской ГЭС с турбиной поворотно-лопастного типа. Как видно, при разгрузке генератора до холостого хода ( $a=200$  мм) происходит уменьшение осевого гидравлического усилия и крутящего момента до величин, близких к нулевым. При полном закрытии направляющего аппарата происходит дальнейшее резкое уменьшение осевого гидравлического усилия и крутящего момента до отрицательных значений: момент из крутящего становится тормозящим (за счет тормозящего действия о воду лопастей рабочего колеса, которые разворачиваются на пусковой угол), а гидравлическое усилие — взвешивающим (направленным вверх). Наибольшее значение тормозящего момента составляет для агрегата Воткинской ГЭС 3,5—4,0 МН·м, а взвешивающего осевого гидравлического усилия 5,0—6,0 МН.

Благодаря тормозящему действию о воду лопастей рабочего колеса длительность остановки ротора агрегата невелика: для агрегатов Воткинской ГЭС она составляет 50—55 с с момента закрытия направляющего аппарата и до полной остановки ротора. Это благотворно

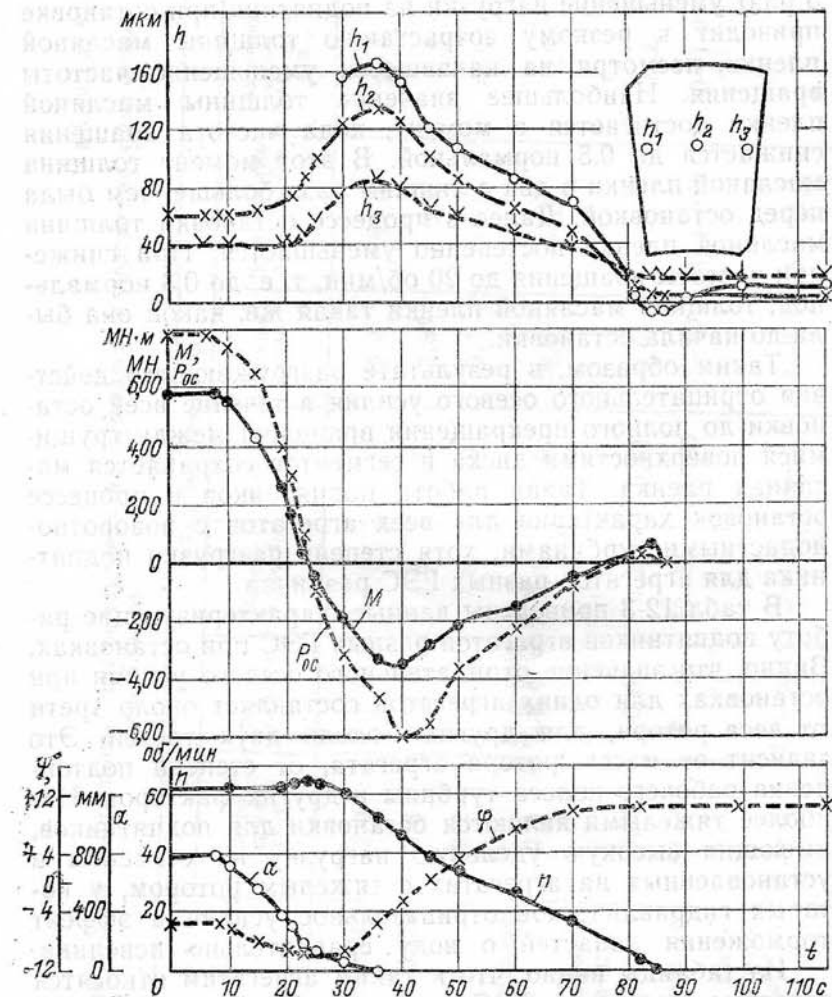


Рис. 12-17. Результаты обработки осциллограммы остановки агрегата Воткинской ГЭС.

Обозначения см. на рис. 12-1.

сказывается на работе подпятника. Возникновение отрицательного, т. е. действующего вверх, осевого усилия также значительно облегчает работу подпятника, так как полная нагрузка на подпятник снижается с 19,0 (если генератор перед остановкой работал под нагрузкой) до 3,7—4,7 МН, а удельная нагрузка на сегменты с 3,85 до 0,75—0,95 МПа. Столь значительное (в 4—



5 раз) уменьшение нагрузки на подпятник при остановке приводит к резкому возрастанию толщины масляной пленки, несмотря на начавшееся уменьшение частоты вращения. Наибольшее значение толщины масляной пленки достигается в момент, когда частота вращения снижается до 0,8 нормальной. В этот момент толщина масляной пленки в два с лишним раза больше, чем была перед остановкой. Далее в процессе остановки толщина масляной пленки постепенно уменьшается. При снижении частоты вращения до 20 об/мин, т. е. до 0,3 нормальной, толщина масляной пленки такая же, какой она была до начала остановки.

Таким образом, в результате разгружающего действия отрицательного осевого усилия в течение всей остановки до полного прекращения вращения между трущимися поверхностями диска и сегментов сохраняется масляная пленка. Такая работа подпятников в процессе остановок характерна для всех агрегатов с поворотнлопастными турбинами, хотя степень разгрузки подпятника для агрегатов разных ГЭС различна.

В табл 12-3 приведены данные, характеризующие работу подпятников агрегатов разных ГЭС при остановках. Видно, что значение отрицательного осевого усилия при остановках для одних агрегатов составляет около трети от веса ротора, для других — около двух третей. Это зависит от массы ротора агрегата, от степени подтопления рабочего колеса турбины и других факторов. Наиболее тяжелыми являются остановки для подпятников, имеющих высокую удельную нагрузку на сегменты и установленных на агрегатах с тяжелым ротором, у которых гидравлическое отрицательное усилие и эффект торможения лопастей о воду сравнительно невелики.

Из таблицы видно, что к таким агрегатам относятся агрегаты Волжской ГЭС имени В. И. Ленина. У них велика масса вращающихся частей агрегата и сравнительно невелико отрицательное усилие при остановке. Длительность остановки этих агрегатов вдвое больше, чем агрегатов других ГЭС: 110—120 с при принятом на ГЭС начале торможения при 12 об/мин (18% нормальной частоты вращения). В результате для подпятников агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина более тяжелыми режимами являются остановки, а не пуски. При хорошем состоянии подпятника остановки агрегатов протекают нормально. Однако если имеются какие-либо от-

Таблица 12-3  
Данные, характеризующие работу подпятников при остановках на агрегатах с поворотнлопастными турбинами

Показатель	Гидроэлектростанция					
	Днепродзержинская	Верхнесвирская	Новосибирская	Саратовская	Воткинская	Волжская имени XXII съезда КПСС
Полная нагрузка на подпятник, МН	12,0	13,0	13,6	15,0	19,0	29,0
Удельная нагрузка на сегменты, МПа	3,8	3,2	2,8	3,5	3,85	5,5
Вес ротора агрегата, МН . . . . .	7,2	7,5	7,8	8,0	9,7	13,0
Отрицательное гидравлическое усилие при остановке, МН . . . . .	-2,0	-5,0	-2,6	-5,0	-6,0	-3,5
Отношение отрицательного гидравлического усилия к весу ротора агрегата . . . . .	0,28	0,66	0,33	0,62	0,62	0,27
Длительность остановки агрегата, с	50—60	40—45	50—55	50—55	55—60	90—100
Увеличение толщины масляной пленки в начале остановки по отношению к пленке перед остановкой . .	1,5—1,9	1,5—2,1	1,2—1,5	1,5—1,7	1,8—2,2	1,1—1,2

клонения в подпятнике, утяжеляющие его работу, они проявляются прежде всего при остановках.

Так, на ненадежно работавшем подпятнике одного из агрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина была обнаружена чрезвычайно высокая волнистость зеркальной поверхности диска — до 0,4 мм [Л. 11]. Она вызвала высокую пульсацию усилий на сегментах, достигавшую 0,24 МН на наружных сегментах, пульсацию толщины масляной пленки, затрудняла пуски и остановки агрегата. После каждой остановки агрегата обнаруживались повреждения сегментов.

Установкой местных прокладок между диском и ступицей волнистость была уменьшена в 2 раза, но все же осталась выше нормы. При биении зеркальной поверхности диска 0,20 мм в процессе испытаний было проведено пять пусков и пять остановок агрегата. Замечено, что начальное повреждение поверхности происходит при остановках агрегата, что связано с большой массой вращающихся частей агрегата и со сравнительно малой разгрузкой подпятника обратным осевым гидравлическим усилием в процессе остановки. На последнем обороте ротора был зарегистрирован резкий всплеск температуры по термодарам, заложенным непосредственно в баббите в 2 мм от рабочей поверхности (рис. 11-6). Такие всплески температуры, свидетельствующие о подплавлении баббитовой поверхности, были отмечены при двух первых остановках агрегата. Осмотр сегментов после этих опытов показал повреждение баббитовой поверхности. Сегменты были подшабрены и проведено еще три пуска и остановки. Учитывая полученный опыт, торможение при остановках стали включать раньше: при 17—24 об/мин (25—35% номинальной частоты вращения); увеличили также давление сжатого воздуха. В результате длительность остановок снизилась со 110—120 до 80—85 с. Ни при одной из этих остановок не было отмечено всплесков температуры.

Таким образом, более раннее и более интенсивное торможение способствует облегчению работы подпятника и предотвращению повреждений. При включении торможения не только уменьшается частота вращения и сокращается длительность остановки, но и частично разгружается подпятник.

Так, при интенсивном торможении агрегата Волжской ГЭС имени В. И. Ленина разгрузка перед послед-

ним оборотом ротора составляла 0,80 МН, а в момент прекращения вращения 2,30 МН.

На рис. 12-18 приведены результаты обработки осциллограммы остановки агрегата Саратовской ГЭС.

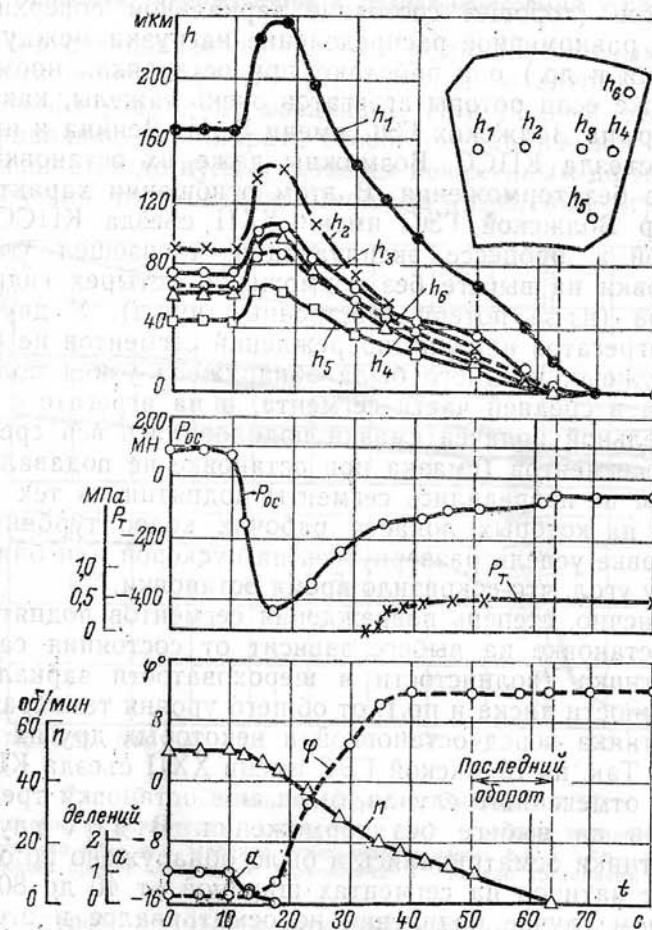


Рис. 12-18. Результаты обработки осциллограммы остановки агрегата Саратовской ГЭС.

Обозначения см. на рис. 12-1.

Кроме прочих величин, характеризующих работу подпятника, на рисунке показано изменение давления в системе торможения. При включении торможения уменьшается интенсивность возрастания осевого усилия, которое до самого конца остановки так и остается отрица-

тельным благодаря разгружающему действию тормозов. Видно также, что после включения тормозной системы несколько уменьшается интенсивность убывания толщины масляной пленки.

Следует отметить, что при хорошем состоянии подпятников (хорошее состояние заркальной поверхности диска, равномерное распределение нагрузки между сегментами и др.) они работают при остановках нормально, даже если роторы агрегатов очень тяжелы, как, например, на Волжских ГЭС имени В. И. Ленина и имени XXII съезда КПСС. Возможны даже их остановки на выбеге без торможения. В этом отношении характерен пример Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС, на которой в процессе эксплуатации произошел случай остановки на выбеге без торможения четырех гидроагрегатов (из-за потери собственных нужд). У двух из этих агрегатов никаких повреждений сегментов не было обнаружено, у одного была обнаружена узкая полоска натира в средней части сегмента, а на агрегате с принудительной подачей смазки подплавилась вся средняя часть сегментов (смазка при остановке не подавалась). Совсем не повредились сегменты подпятников тех агрегатов, на которых лопасти рабочих колес турбин при остановке успели развернуться на пусковой или близкий к нему угол, что сократило время остановки.

Конечно, степень повреждения сегментов подпятника при остановке на выбеге зависит от состояния самого подпятника (волнистости и шероховатости заркальной поверхности диска и пр.), от общего уровня температуры подпятника перед остановкой и некоторых других факторов. Так, на Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС, кроме отмеченного случая, были еще остановки трех агрегатов на выбеге без торможения. В двух случаях подпятники осматривались и было обнаружено по одной полосе натиров на сегментах шириной от 40 до 80 мм. В одном случае подпятник не осматривался и агрегат еще два раза пускался, после чего произошло его повреждение.

Следует отметить, что подпятники агрегатов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС являются чрезвычайно нагруженными и имеют большие размеры сегментов. Но даже на них возможны остановки на выбеге без повреждений, если подпятники находятся в хорошем состоянии. На агрегатах некоторых других ГЭС, имею-

щих менее нагруженные подпятники, также были случаи остановок на выбеге, которые прошли без повреждений сегментов.

#### в) Остановки гидроагрегатов с радиально-осевыми турбинами

При остановках агрегатов с радиально-осевыми турбинами отрицательного (направленного вверх) гидравлического усилия не возникает. При полном закрытии направляющего аппарата осевое гидравлическое усилие уменьшается до нуля и остается неизменным до момента включения торможения. Лишь на отдельных агрегатах

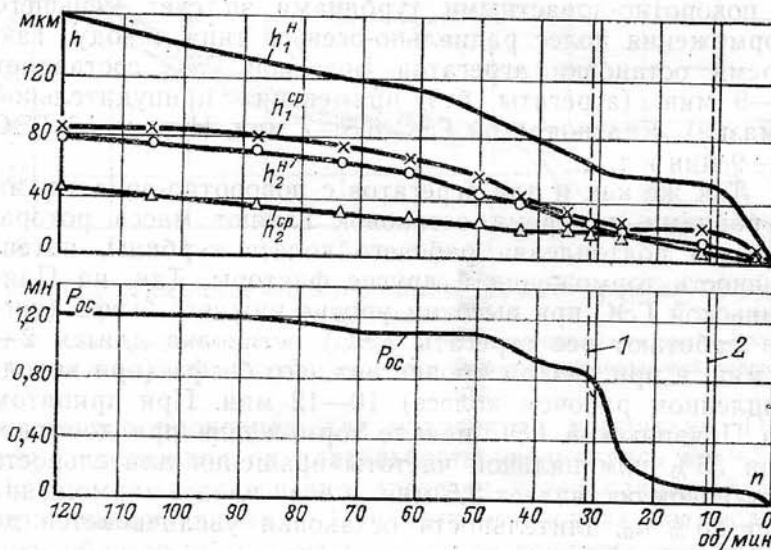


Рис. 12-19. Остановка агрегата Братской ГЭС.

$P_{oc}$  — осевое гидравлическое усилие;  $h_1^H$  и  $h_1^{cp}$  — толщина масляной пленки у наружного края и в середине набегающей кромки;  $h_2^H$  и  $h_2^{cp}$  — то же на сбегающей кромке. 1 — начало торможения; 2 — начало последнего оборота.

при быстром закрытии направляющего аппарата появляется небольшое отрицательное гидравлическое усилие, например на агрегатах Плявиньской ГЭС. Оно составляет всего 0,60 МН (т. е. 0,1 веса ротора), но вызывает некоторое увеличение толщины масляной пленки. При торможении происходит частичная разгрузка подпятника тем большая, чем больше давление сжатого воздуха, подаваемого в тормозную систему.

На рис. 12-19 показано изменение осевого усилия и толщины масляной пленки в подпятнике агрегата Брат-



ской ГЭС в процессе остановки<sup>1</sup>. Видно, что при снижении частоты вращения от нормальной (125 об/мин) до 30 об/мин осевое усилие, действующее на подпятник, изменяется мало. При включении торможения оно резко уменьшается (примерно на 1,00 МН). Уменьшение толщины масляной пленки происходит плавно. После включения торможения уменьшение толщины масляной пленки становится менее интенсивным, а на набегавшей кромке ее уменьшение вообще прекращается на некоторое время.

Длительность процесса остановки на агрегатах с радиально-осевыми турбинами больше, чем на агрегатах с поворотно-лопастными турбинами за счет меньшего торможения колес радиально-осевого типа о воду. Так, время остановки агрегатов Братской ГЭС составляет 7—9 мин (агрегаты без применения принудительной смазки), Красноярской ГЭС 6,5—7 мин, Нурекской ГЭС 8—9 мин и т. д.

Так же как и для агрегатов с поворотно-лопастными турбинами на время остановок влияют масса ротора, степень подтопления рабочего колеса турбины, интенсивность торможения и другие факторы. Так, на Плявиньской ГЭС при высоком уровне нижнего бьефа (когда работают все агрегаты ГЭС) остановка длится 2—3 мин, а при низком уровне нижнего бьефа (при неподтопленном рабочем колесе) 10—12 мин. При принятом на Плявиньской ГЭС начале торможения при достижении 35% номинальной частоты вращения длительность остановок составляет 2,5 мин, а если начать торможение при 25%  $n_n$ , длительность остановки увеличивается до 4,5 мин.

На рис. 12-20 показано изменение частоты вращения агрегата Братской ГЭС при различных условиях остановок. Из него видно, что начало торможения при 30%  $n_n$  вместо 25%  $n_n$  снижает длительность процесса остановки более чем на минуту, а увеличение протечек воды через закрытый направляющий аппарат удлиняет процесс остановки более чем на 2 мин.

Остановки большой продолжительности являются более тяжелыми для подпятников, так как толщина масляной пленки оказывается меньшей к концу остановки, когда частота вращения мала, а длительность взаимно-

го перемещения поверхностей трения при «ползучей» частоте — больше. Особенно заметно проявляется утяжеление работы подпятника при длительных остановках для агрегатов с тяжелым ротором. Так, при испытаниях подпятника без принудительной подачи смазки агрегата Братской ГЭС нормальная длительность остановок составляла 7—7,5 мин (кривые 1 и 2 на рис. 12-20). Эти

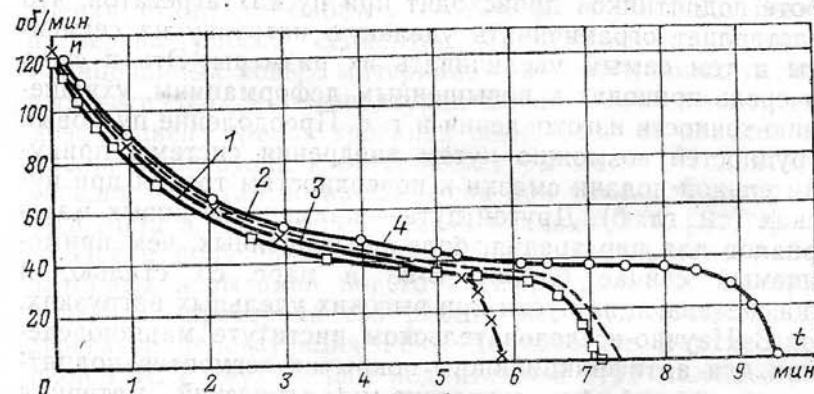


Рис. 12-20. Изменение частоты вращения агрегата Братской ГЭС при остановках.

1, 2 — начало торможения при  $n=0,25n_n$ ; 3 — начало торможения при  $n=0,30n_n$ ; 4 — при повышенных протечках воды через закрытый направляющий аппарат.

остановки проходили для подпятника нормально. При двух остановках их длительность увеличилась до 9,5 и 13 мин из-за увеличения протечек через закрытый направляющий аппарат. При этих остановках на последнем обороте ротора были отмечены всплески температуры на поверхности трения и при осмотре обнаружены полосы интенсивных натиров на баббитовой поверхности.

На агрегатах, имеющих легкие роторы, остановки проходят нормально. На некоторых ГЭС, имеющих агрегаты с радиально-осевыми турбинами, остановки производятся на выбеге без торможения. Так, на агрегатах Гюмушской ГЭС не производят торможения. Длительность остановки составляет 15—20 мин.

В целом для подпятников крупных вертикальных гидроагрегатов с радиально-осевыми турбинами остановки являются более тяжелыми, чем для агрегатов с поворотно-лопастными турбинами, в силу отсутствия обратного осевого гидравлического усилия и меньшего торможения рабочего колеса о воду.

<sup>1</sup> Подпятник на гидравлической опоре без принудительной подачи масла к поверхностям трения при пусках.

## ПРИМЕНЕНИЕ НОВЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПОДПЯТНИКАХ

### 13-1. СЕГМЕНТЫ С СИНТЕТИКО-МЕТАЛЛИЧЕСКИМ ПОКРЫТИЕМ

Как отмечалось выше, наибольшие затруднения в работе подпятников происходят при пусках агрегатов, что заставляет ограничивать удельную нагрузку на сегменты и тем самым увеличивать их размеры. Это в свою очередь приводит к повышенным деформациям, ухудшению точности изготовления и т. д. Преодоление пусковых трудностей возможно путем внедрения системы принудительной подачи смазки к поверхностям трения при пусках (см. гл. 6). Другой путь — применение новых материалов для пар трения, более совершенных, чем применяемый сейчас баббит Б-83 в паре со сталью, и обеспечивающих пуски при высоких удельных нагрузках.

В Научно-исследовательском институте машиноведения для антифрикционного покрытия сегментов подпятников разработан синтетико-металлический материал С-1-У, обладающий лучшими свойствами, чем баббит Б-83 [Л. 30].

Материал С-1-У представляет собой композицию металла с пластмассой. На металлическую основу (рис. 13-1) нанесен пористый слой бронзового антифрикционного порошка, пропитанного фторопластом. Для повышения прочности и износостойкости фторопласта в него введена упрочняющая добавка — наполнитель. Рабочая поверхность материала покрыта слоем фторопласта с наполнителем толщиной 0,010—0,015 мм. Общая толщина нанесенного на металлическую основу и пропитанного фторопластом слоя составляет 1—2 мм.

Металл придает материалу высокую прочность и стабильность размеров, а фторопласт обеспечивает самосмазывание и надежную работу при относительно малых толщинах смазочного слоя. Материал С-1-У, изготовлен-

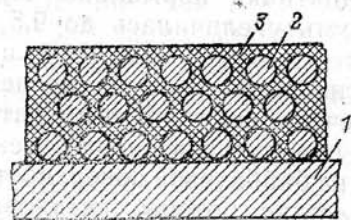


Рис. 13-1. Образец материала С-1-У.

1 — основа; 2 — гранулы бронзового порошка; 3 — фторопласт с наполнителем.

ный по разработанной технологии, работоспособен при температуре до 300°C и может работать с различными смазывающими жидкостями.

Лабораторные исследования на модельной установке института машиноведения показали, что материал С-1-У в паре со стальной поверхностью обладает низким коэффициентом трения при трогании (коэффициентом трения покоя): 0,06—0,07, в то время как коэффициент трения стали по баббиту составляет 0,15—0,20. Была проверена работа сегментов модельного подпятника, облицованных новым материалом, при различных удельных нагрузках и температурах масла. Установлено, что коэффициент трения трогания незначительно зависит от удельной нагрузки и от температуры масла. Подпятник успешно работал во время пуска при удельной нагрузке 10,3 МПа и температуре масла в ванне 60°C [Л. 37].

После получения положительных результатов лабораторных испытаний нового антифрикционного материала была проверена его работа на двух подпятниках агрегатов действующих ГЭС: на агрегате Верхнесвирской ГЭС с двухрядным подпятником и на малом агрегате Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС. Основные данные агрегатов Верхнесвирской ГЭС следующие: генератор зонтичный типа СВ-1100/145-85, мощностью 40 МВт, частота вращения 68,2 об/мин. Генератор соединен с турбиной поворотно-лопастного типа ПЛ-91 ВБ-800. Подпятник двухрядный с попарным соединением сегментов с помощью балансиров; число пар сегментов 24, общая нагрузка на подпятник 15,0 (расчетная) и 13,5 МН (действительная). Малый агрегат Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС имеет следующие основные данные: генератор зонтичный типа ВГС-525/84-32 мощностью 11 МВт, частота вращения 187,5 об/мин. Генератор соединен с турбиной поворотно-лопастного типа ПЛ-587ВБ-330. Подпятник однорядный на жесткой винтовой опоре, число сегментов 12, расчетная нагрузка 3,15 МН.

Конструктивно сегменты с опытным покрытием обоих подпятников выполнены двухслойными: бронзовые верхние части сегментов с покрытием из материала С-1-У укреплены на массивных стальных основаниях сегментов толщиной 60 мм (рис. 13-2). Перед сборкой тыльная сторона верхушки сегментов пришабровывалась к основанию так, что зазор по периметру сопряженных поверх-



ностей не превышал 0,05 мм. Присоединение верхушки сегмента к основанию осуществлено болтами, установленными в отверстия в шпонке верхушки. Тангенциальный эксцентриситет 5—7%.

Особенностью сегментов с синтетико-металлическим покрытием является то, что их рабочие поверхности не пришабровываются ни по плите, ни по зеркалу подпятника.

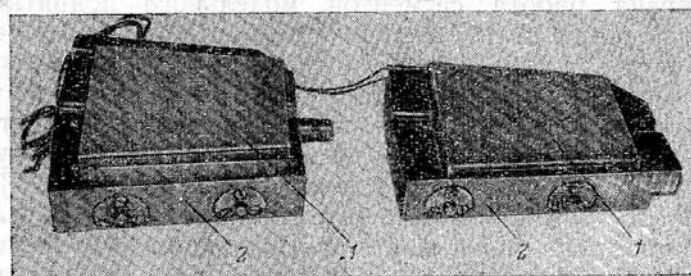


Рис. 13-2. Сегменты с синтетико-металлическим покрытием.  
1 — верхняя часть сегмента; 2 — основание.

Это значительно сокращает настройку подпятника при монтаже и ремонтах. Сегменты с синтетико-металлическим покрытием выполнены меньшими установленных ранее сегментов с баббитовым покрытием, примерно в 1,8 раза по площади. Соответственно в 1,8 раза больше и средние удельные нагрузки на сегменты (табл. 13-1 и 13-2).

При весьма высоких удельных нагрузках на сегменты (до 6,5—7,0 МПа) подпятники обоих агрегатов с опытным покрытием сегментов проработали более 5 лет. Удельная нагрузка в момент трогания при этом была около 4,0 МПа.

В первые 2-3 года эксплуатации подпятники с опытными сегментами неоднократно осматривались для выяснения состояния рабочих поверхностей сегментов и диска. Никакого ухудшения состояния зеркальной поверхности диска не было обнаружено. Рабочая поверхность сегментов также находилась в удовлетворительном состоянии. На некоторых сегментах имелись местные отслоения поверхностной пленки фторопласта и местные выкрашивания антифрикционного материала на всю глубину. Площадь разрушенной поверхности составила

2—3 см<sup>2</sup>. Разрушения появились в основном на первой стадии работы опытных сегментов и в дальнейшем не прогрессировали. Объясняются эти разрушения недостаточным доброкачественным изготовлением антифрикционного покрытия и нарушением технологии термообработки материала. Вынос частиц антифрикционного материала на рабочие поверхности соседних сегментов не вызвал их повреждений и нарушений в работе подпятника.

Таблица 13-1

Данные, характеризующие работу сегментов подпятника агрегата № 4 Верхнесвирской ГЭС

Основные характеристики подпятника	Баббитовое покрытие	Покрытие С-1-У	
Число пар сегментов . . . . .	24	24	18
Поверхность трения пары сегментов, см <sup>2</sup> . . . . .	1421	800	800
Наибольшая удельная нагрузка, МПа	4,4/3,9	7,9/7,0	10,5/9,3
Удельная нагрузка при пуске, МПа	2,9/2,4	5,1/4,1	6,9/5,5

Примечание. В числителе даны расчетные, в знаменателе — действительные значения.

Таблица 13-2

Данные, характеризующие работу сегментов подпятника агрегата № 23 Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС

Основные характеристики подпятника	Баббитовое покрытие	Покрытие С-1-У	
Число сегментов . . . . .	12	12	9
Поверхность трения сегмента, см <sup>2</sup> . .	726	400	400
Наибольшая удельная нагрузка, МПа	3,61	6,57	8,80

В отличие от баббитового покрытия сегментов, при котором местные повреждения, как правило, развиваются, распространяясь на соседние участки и сегменты, и вызывают кольцевидные подплавления баббита по всем сегментам, новый материал локализует повреждения и наблюдается затухание процесса повреждения поверхности трения попавшими на нее инородными частицами.

При осмотре сегментов после продолжительной работы подпятников выявилось, что площади рабочих зон



сегментов значительно меньше их полной площади. Наиболее натертая зона занимает  $\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{3}$  площади сегмента. В начальный период работы агрегата эти приработочные зоны расширялись достаточно интенсивно, а впоследствии практически оставались неизменными. При трогании агрегата работает не вся поверхность трения сегментов, а лишь около половины ее, т. е. удельная нагрузка на работающую площадь сегмента при трогании вдвое больше расчетной и, следовательно, составляет более 8,0 МПа.

При работе агрегата под нагрузкой реальная площадь сегментов также оказывается меньше расчетной. Если в центральной части сегмента происходит осреднение давления в пленке и температуры рабочей поверхности между выступающими и заниженными участками поверхности, то на периферии, где заниженные участки выходят на контур сегмента, осреднения давления и температуры не происходит. Здесь возникают зоны повышенных и пониженных давлений и температур. То, что сегменты работают не всей поверхностью и не имеют существенных повреждений, свидетельствует о большом запасе надежности нового материала и о возможности работы сегментов при больших нагрузках, при соответствующей конструктивной доработке их.

В ходе эксплуатации и испытаний проверялась работа сегментов подпятников с синтетико-металлическим покрытием при повышенных удельных нагрузках. Для этого удалялась часть сегментов. На подпятнике агрегата Верхнесвирской ГЭС удельная нагрузка превышала 9,0 МПа (табл. 13-1), а на агрегате Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС составила 8,8 МПа (табл. 13-2). Подпятники надежно работали и при повышенных удельных нагрузках. Температура сегментов при этом заметно не увеличилась, что можно объяснить улучшением условий охлаждения за счет более интенсивной циркуляции масла в ванне после удаления части сегментов.

Осмотр после длительной работы с повышенной удельной нагрузкой показал, что состояние поверхностей трения нормальное. Отмечено лишь некоторое увеличение зон усиленной приработки. Таким образом, подпятники с сегментами, облицованными материалом С-1-У, показали себя весьма надежными в эксплуатации. При высоких удельных нагрузках за весь пятилетний

период эксплуатации не было отказов в работе агрегатов из-за подпятников. Пуски на переохлажденном масле (до  $+5^{\circ}\text{C}$ ), а также остановки на выбеге без торможения не вызвали затруднений в работе подпятника. Никаких ограничений в режимы работы агрегатов не вводилось. Так, за первые 4 года эксплуатации агрегат Верхнесвирской ГЭС, имеющий подпятник с опытными сегментами, пускался 1369 раз (из них 704 пуска было при повышенной удельной нагрузке 9,3 МПа). Среднегодовое число пусков оказалось весьма высоким — почти 350.

Специальные испытания подпятников с опытными сегментами позволили выяснить некоторые особенности их работы.

На рис. 13-3 показаны температурные поля сегментов подпятника агрегата Верхнесвирской ГЭС с опытным покрытием, полученные по замерам термодатчиками, установленными в 3 мм от рабочей поверхности. Наибольшая температура получена в центре наружного сегмента. Она составила  $62^{\circ}\text{C}$ . Температурных полей сегментов этого подпятника с баббитовым покрытием нет, но по станционным замерам температура их доходила до  $55$ — $58^{\circ}$ . Учитывая, что датчики станционного термодатчика установлены далеко от рабочей поверхности и показывают меньшую температуру, можно считать, что температура сегментов с баббитовым и с синтетико-металлическим покрытием примерно одинакова. Основной отвод тепла, выделяющегося у поверхностей трения, осуществляется маслом, проходящим между ними, а различие в теплопроводности материала покрытия сегментов, сказывающейся на отводе тепла через тело сегмента в масло, значительной роли не играет.

В целом температурные поля имеют обычную конфигурацию, но видны их искажения по периферии, что объясняется отмеченной выше неплоскостью рабочей

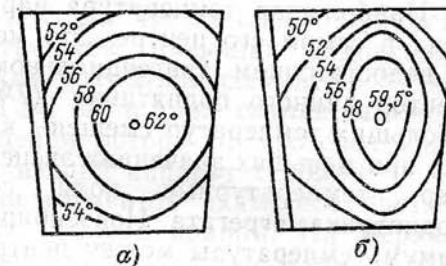


Рис. 13-3. Температурные поля сегментов с синтетико-металлическим покрытием подпятника агрегата Верхнесвирской ГЭС.

а — наружный сегмент; б — внутренний сегмент.

поверхности сегмента, приводящей к появлению зон пониженной и повышенной температур по периферии. Несмотря на сравнительно небольшое количество точек измерения, по которым построены поля, приведенные на рис. 13-3, на них можно отметить зоны местных понижений температур у внутреннего края сегментов.

Наибольшая температура наружного сегмента получена в самом его центре. Это может свидетельствовать о недостаточном тангенциальном эксцентриситете сегментов данного подпятника (7%). Обычно зоны наибольших температур смещены к сбегающей кромке даже при меньших значениях эксцентриситета. Так, например, температурные поля сегментов двухрядного подпятника агрегата Новосибирской ГЭС имеют максимум температуры между центром и сбегающей кромкой сегмента (см. рис. 5-3) при эксцентриситете 5%. Удельная нагрузка на сегменты подпятника агрегата Новосибирской ГЭС составляет 3,5 МПа, в то время как для сегментов подпятника агрегата Верхнесвирской ГЭС с опытным покрытием — более 9,0 МПа.

Измерение толщины масляной пленки показало, что наклон сегментов в тангенциальном направлении действительно мал. При средней удельной нагрузке 7,0 МПа отношение толщины масляной пленки на набегающей и сбегающей кромках составило 1,50—1,63, а при увеличении удельной нагрузки до 9,3 МПа оно уменьшилось до 1,3—1,35 (табл. 13-3). Обычно в подпятниках это соотношение равно 2—3. Видимо, для подпятников, рабо-

тающих при повышенных удельных нагрузках, целесообразно устанавливать большее значение тангенциального эксцентриситета.

Толщина масляной пленки, как видно из табл. 13-3, сравнительно невелика, но даже при минимальном значении ее (30 мкм) и удельной нагрузке 9,3 МН обеспечивается надежная работа подпятника.

Опыт эксплуатации показал чрезвычайную легкость и плавность пусков агрегатов, имеющих подпятники с синтетико-металлическим покрытием сегментов. На агрегате Верхнесвирской ГЭС были даже случаи самопроизвольного начала вращения ротора от протечек воды через закрытый направляющий аппарат турбины.

При новом покрытии сегментов оказались чрезвычайно легкими прокрутки ротора краном. На Верхнесвирской ГЭС их производили даже при слитом из ванны подпятника масле без смазывания сегментов салом (что необходимо при прокрутке сегментов с баббитовым покрытием). Поворот ротора при этом происходил плавно без толчков и усилий.

На Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС производились сравнительные пусковые испытания подпятника малого агрегата с сегментами, имеющими баббитовое и синтетико-металлическое покрытие [Л. 47]. Получено, что сегменты с синтетико-металлическим покрытием обеспечивают трогание ротора при крутящем моменте в 3,5 раза меньшем, чем сегменты с баббитовым покрытием. Сравнение производилось при одинаковых условиях работы подпятника — при пусках через 2 ч после остановки.

Отмечено, что пусковой крутящий момент (а соответственно и коэффициент трения трогания) при сегментах с синтетико-металлическим покрытием заметно зависит от длительности стоянки агрегата перед пуском. Наиболее низкое сопротивление троганию получено при «горячем» пуске, т. е. при пуске, следующем сразу за остановкой. При пуске через 3 ч после остановки сопротивление троганию в 1,5 раза выше, а при пуске через 25 ч — в 2 раза выше. При дальнейшем увеличении длительности стоянки перед пуском сопротивление троганию остается таким же. Это хорошо иллюстрируется графиком рис. 13-4, на котором представлена зависимость крутящего момента при трогании от длительности стоянки перед пуском.

Таблица 13-3

Толщина масляной пленки в подпятнике агрегата Верхнесвирской ГЭС с синтетико-металлическим покрытием сегментов

Место замера	Толщина масляной пленки, мкм, при удельной нагрузке, МН			
	наружного сегмента		внутреннего сегмента	
	6,0	9,3	6,0	9,3
Набегающая кромка	5,4	4,3	4,9	3,9
Сбегающая кромка	3,4	3,3	3,3	2,9
Отношение толщины масляной пленки на набегающей и сбегающей кромках	1,63	1,5	1,3	1,35



На этом же графике нанесена точка, характеризующая пуск на сегментах с баббитовым покрытием через 2 ч после остановки. Видно, что для материала С-1-У пусковой крутящий момент даже после стоянки более 2 сут в 2 раза меньше, чем для баббита после стоянки агрегата длительностью 2 ч.

Таким образом, покрытие сегментов антифрикционным материалом С-1-У вместо баббита позволяет существенно повысить надежность работы подпятников

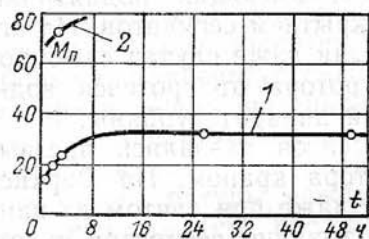


Рис. 13-4. Зависимость крутящего момента  $M_n$  при трогании от длительности стоянки агрегата перед пуском ( $M_n$  дан в условных единицах).

1 — материал С-1-У; 2 — баббит Б-83.

при высоких удельных нагрузках, отказаться от применения принудительной подачи смазки к поверхностям трения при пусках и остановках, а также создает ряд эксплуатационных удобств: легкость прокрутки ротора при ремонтах, исключение шабровки рабочих поверхностей сегментов, возможность производить пуски при низких температурах масла (до  $+5^\circ\text{C}$ ) и после стоянок любой длительности и т. д.

Применение этого материала позволит создать подпятники на высокие нагрузки — 50,0 МН, что трудно осуществимо при сегментах с баббитовым покрытием.

Поиски нового антифрикционного материала, обладающего низким коэффициентом трения при трогании и позволяющего создать подпятник на высокие нагрузки, ведутся рядом организаций. Так, на Волжской ГЭС имени В. И. Ленина проверяется покрытие сегментов из листового фторопласта, напрессованного на бронзовую сетку, закрепленную на стальном основании. Ведутся и другие работы в этом весьма перспективном направлении.

### 13-2. СЕГМЕНТЫ ИЗ АЛЮМИНЕВОГО СПЛАВА С БАББИТОВЫМ ПОКРЫТИЕМ

Одним из недостатков стальных сегментов с баббитовым покрытием является отставание в процессе эксплуатации баббита от стального основания. Объясняется это тем, что температурные коэффициенты объемного расширения баббита и стали различаются в 2 раза (соот-

ветственно  $23,8 \cdot 10^{-6}$  и  $12 \cdot 10^{-6}$ ). Даже при равномерном нагревании сегмента на границе баббита и стали появляются отрывающие усилия. В действительности верхняя часть сегмента (со стороны баббита) нагрета значительно сильнее, чем нижняя, и усилие отрыва возрастает за счет этой неравномерности нагрева. При отставании баббита от стали ухудшается теплоотвод от рабочей поверхности в стальное основание и еще более увеличивается нагрев баббитового слоя. При наличии в подпятнике пульсирующих усилий происходит растрескивание отставшего от основания баббита. Вынос кусочка баббита на рабочую поверхность приводит, как правило, к повреждению всех сегментов подпятника.

Если по каким-либо причинам произошло подплавление рабочей поверхности сегментов, то обычно под зоной подплавления обнаруживается отставание баббита от стали. Оно появляется или резко увеличивается в результате повышения температуры баббита до  $250\text{—}300^\circ\text{C}$ . Различие температурных коэффициентов линейного расширения баббита и стали увеличивает также деформацию сегмента при его нагреве.

Избежать вышеизложенных затруднений можно, если стальное основание сегмента заменить алюминиевым, сохранив баббитовую облицовку рабочей поверхности. Поскольку температурные коэффициенты линейного расширения баббита и алюминия практически одинаковы (соответственно  $23 \cdot 10^{-6}$  и  $23,8 \cdot 10^{-6}$ ), усилий отрыва их друг от друга при нагреве сегментов возникать не будет. Однако технологически трудно обеспечить прочное сцепление баббита с алюминием. В последнее время разработана технология наплавки баббита на сегменты из алюминиевого сплава марки АМГ-6 с предварительным омеднением и облуживанием сегментов гальваническим способом.

Конструкция сегментов принята двухслойной: верхушка из алюминиевого сплава с баббитовой заливкой и стальная нижняя часть сегмента (подушка). Такие сегменты были изготовлены и установлены в подпятниках на жестких винтовых опорах агрегатов Днепродзержинской и Палакоргской ГЭС вместо стальных с сохранением всех размеров. В табл. 13-4 приведены некоторые данные этих подпятников.

Более чем пятилетний опыт эксплуатации подпятников с алюминиевыми сегментами показал их высокую



Таблица 13-4

Данные подпятников с алюминиевыми сегментами

Показатели	Днепродзержинская ГЭС	Палакоргская ГЭС
Нагрузка на подпятник, МН . . . . .	16,0/12,5	4,35/—
Удельная нагрузка на сегменты, МПа . .	4,9/3,9	2,9/—
Число сегментов . . . . .	18	8
Размеры сегментов (длина, ширина), см	44×50	44×48

Примечание: В числителе даны расчетные, в знаменателе — действительные значения.

надежность и большие эксплуатационные удобства по сравнению со стальными сегментами. Осмотры показали хорошее состояние как баббитовой поверхности сегментов, так и их тыльной стороны; никаких вмятин на тыльной стороне в местах опирания алюминиевых сегментов на подушку (основание сегмента) не обнаружено. Повреждений подпятников после установки на их алюминиевых сегментов не имелось, в то время как при работе со стальными сегментами такие повреждения были. Например, на агрегате № 1 Палакоргской ГЭС до замены стальных сегментов алюминиевыми происходило растрескивание баббита и отставание его от стального основания. Температурный режим алюминиевых сегментов благоприятнее стальных: меньше разброс температуры между отдельными сегментами, несколько ниже общий уровень температуры, измеренный стационарными приборами (рис. 13-5).

На Днепродзержинской ГЭС были проведены сравнительные натурные испытания подпятника со стальными

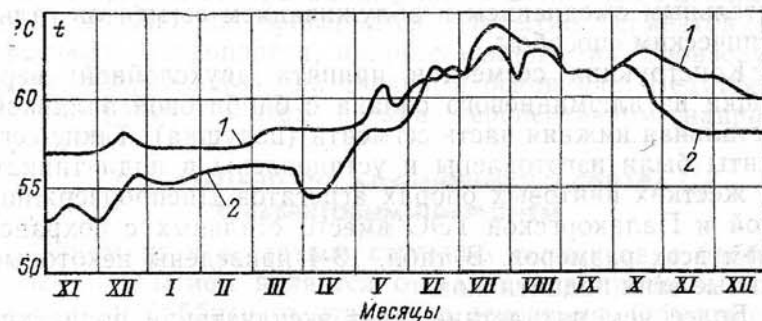


Рис. 13-5. Температура подпятника агрегата № 1 Палакоргской ГЭС со стальными (1) и алюминиевыми (2) сегментами.

ми и алюминиевыми сегментами [Л. 14]. Измерения показали, что распределение температуры вблизи рабочей поверхности алюминиевого сегмента значительно более равномерное, чем стального (рис. 13-6). Перепад температуры по длине сегмента (по средней линии) составляет 10—11°C для алюминиевого и 14—16°C для стального

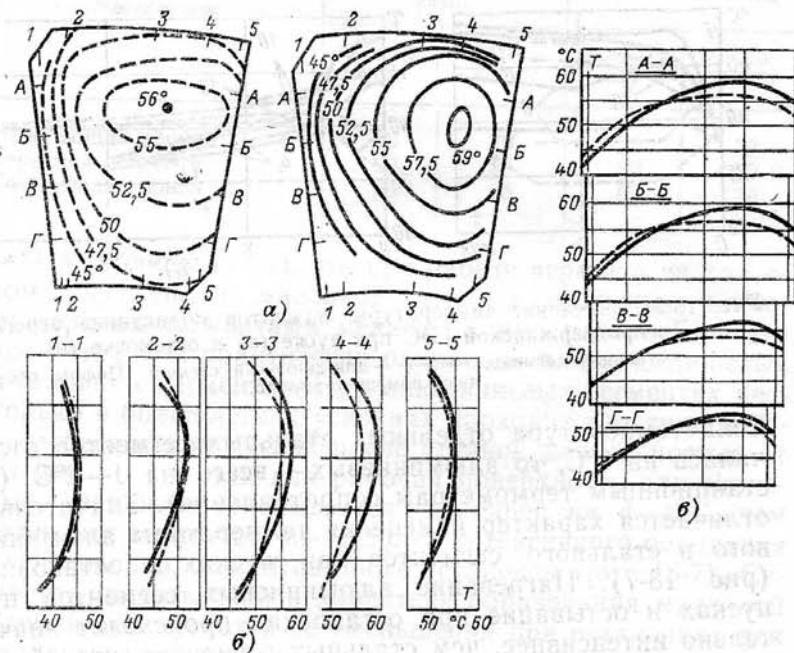


Рис. 13-6. Температурные поля сегментов подпятника агрегата Днепродзержинской ГЭС при  $N=44$  МВт.

а — температурные поля; б — радиальные; в — тангенциальные сечения.  
— — — — — стальной; — — — — — алюминиевый сегменты.

го сегментов. Зона наибольших температур смещена у алюминиевого сегмента ближе к центру.

Абсолютная температура у подпятника с алюминиевыми сегментами несколько ниже при работе под нагрузкой и выше при работе на холостом ходу. Максимальная температура рабочей поверхности алюминиевого сегмента составила 56°C при температуре масла 28°C, а наибольшая температура рабочей поверхности стального сегмента 59°C при температуре масла 30°C. Перепад температуры по толщине алюминиевого сегмента составляет в среднем 4°C, а стального сегмента 6—8°C.

Таким образом, алюминиевый сегмент более равномерно прогреет не только по поверхности, но и по толщине. Перепад температуры по толщине подушки получен примерно одинаковым для алюминиевых и стальных сегментов — около  $3^{\circ}\text{C}$ .

В подпятнике с алюминиевыми сегментами отмечена значительно большая равномерность нагрева сегментов.

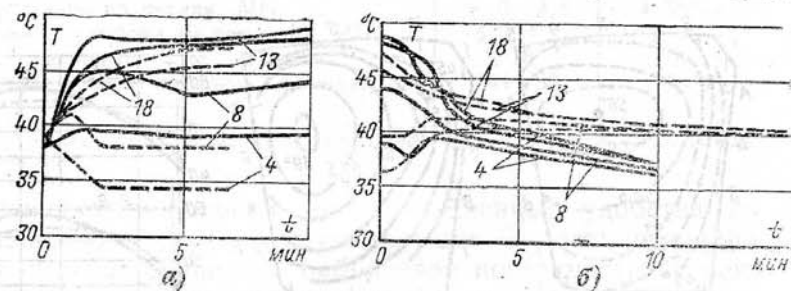


Рис. 13-7. Изменение температуры сегментов подпятника агрегата Днепродзержинской ГЭС при пуске (а) и остановке (б).  
— — — — — стальной сегмент; — — — — — алюминиевый сегмент. Цифры обозначают номера термопар.

Если температура отдельных стальных сегментов отличалась на  $5^{\circ}\text{C}$ , то алюминиевых — всего на  $1-2^{\circ}\text{C}$  (по стационарным термометрам сопротивления). Значительно отличается характер изменения температуры алюминиевого и стального сегментов при пусках и остановках (рис. 13-7). Нагревание алюминиевых сегментов при пусках и остывание при остановках происходит значительно интенсивнее, чем стальных сегментов, что объясняется почти вдвое большей теплоемкостью алюминия.

Таким образом, установка алюминиевых сегментов вместо стальных не изменила существенно общего уровня температуры подпятника, но привела к более равномерному распределению температуры в толще сегмента и между сегментами.

Измерения толщины масляной пленки в подпятнике со стальными и алюминиевыми сегментами показали, что она близка в обоих случаях, но все же несколько выше в подпятнике со стальными сегментами. В табл. 13-5 приведены значения толщины пленки в трех точках по средней линии сегмента. В разных опытах они несколько отличались. Даны наименьшие значения, полученные после длительной работы агрегата и прогрева подпятника.

Таблица 13-5

Толщина масляной пленки по средней линии сегмента в подпятнике с алюминиевыми и стальными сегментами

Место замера	Толщина пленки, мкм			
	Алюминиевые сегменты		Стальные сегменты	
	Холостой ход	Нагрузка 25 МВт	Холостой ход	Нагрузка 25 МВт
Набегающая кромка . . . . .	110	70	120	70
Середина сегмента . . . . .	60	50	80	50
Сбегающая кромка . . . . .	30	25	60	30

Из таблицы видно, что при работе агрегата на холостом ходу толщина масляной пленки в подпятнике с алюминиевыми сегментами меньше, а при работе агрегата под нагрузкой практически одинакова для алюминиевых и стальных сегментов. При алюминиевых сегментах несколько в более легких условиях проходит трогание ротора агрегата при пусках после стоянок длительностью от 10 мин до 1 ч, так как рабочая поверхность алюминиевых сегментов оказывается холоднее на  $4-6^{\circ}\text{C}$ , чем стальных сегментов, из-за более интенсивного остывания алюминиевых сегментов после остановок (рис. 13-7). Существенных отличий в характере образования масляной пленки при пусках и ее уменьшения при остановках для стальных и алюминиевых сегментов не отмечено.

В эксплуатации алюминиевые сегменты оказались значительно удобнее стальных из-за меньшего веса. Так верхушка сегмента подпятника агрегата Днепродзержинской ГЭС в обычном исполнении (из стали) весит 1000 Н, а такого же по размерам алюминиевого сегмента 350 Н.

Таким образом, применение алюминиевых сегментов с баббитовой заливкой рабочей поверхности вместо стальных сегментов повышает надежность работы подпятников и делает более удобной их эксплуатацию.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абе Р. Я. Развитие конструкций подпятников вертикальных гидрогенераторов и задачи в этой области. — «Вестник электропромышленности», 1938, № 2, с. 3—11.
2. Александров А. Е. Исследование теплового режима и устранение перегрева подпятника гидрогенератора. — «Электрические станции», 1961, № 3, с. 49—55.
3. Александров А. Е. Температурный контроль подпятников гидроагрегатов. — «Электрические станции», 1962, № 3, с. 44—47.
4. Александров А. Е. Натурные исследования крупного реверсивного подпятника гидрогенератора. — «Электротехника», 1964, № 3, с. 1—5.
5. Александров А. Е. Вопросы эксплуатации подпятников крупных вертикальных гидроагрегатов. М.—Л., «Энергия», 1966. 59 с.
6. Александров А. Е. Натурные исследования подпятника гидрогенератора на гидравлической основе. — «Электрические станции», 1966, № 1, с. 42—49.
7. Александров А. Е. Контроль работы подпятников гидроагрегатов. — «Электрические станции», 1968, № 11, с. 37—42.
8. Александров А. Е. Влияние неровности зеркальной поверхности диска на работу подпятника. — «Электрические станции», 1969, № 6, с. 43—48.
9. Александров А. Е. Натурные исследования подпятников, установленных на генераторах Днепродзержинской ГЭС. — «Электротехника», 1971, № 2, с. 16—20.
10. Александров А. Е., Временная инструкция по эксплуатации подпятников крупных гидроагрегатов, М., СЦНТИ ОРГРЭС, 1971, 18 с.
11. Александров А. Е. Результаты натурных исследований подпятников гидроагрегатов Волжской ГЭС имени В. И. Ленина. — «Электрические станции», 1971, № 12, с. 45—51.
12. Александров А. Е. Подпятники гидроагрегатов с принудительной подачей смазки к поверхностям трения при пусках. М., «Энергия», 1972. 86 с.
13. Александров А. Е., Папков А. Д. Повышение надежности работы подпятника путем исправлений зеркальной поверхности диска. — «Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС», 1972, вып. 40, с. 62—69.
14. Александров А. Е. Натурные исследования подпятников различных конструкций, установленных на гидроагрегатах Днепродзержинской ГЭС. — «Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС», 1972, вып. 40, с. 55—62.
15. Александров А. Е. Результаты натурных исследований двухрядного подпятника гидроагрегата Новосибирской ГЭС. — «Электрические станции», 1973, № 10, с. 17—23.
16. Александров А. Е. Методические рекомендации по улучшению эксплуатационного контроля подпятников гидрогенераторов. М., СЦНТИ ОРГРЭС, 1973. 58 с.
17. Алексеев А. Е. Конструкция электрических машин. М., Госэнергоиздат, 1958. 427 с.
18. Анчуков А. И., Бугрин С. С., Лурье А. Н. Опыт проектирования и эксплуатации горизонтальных капсульных гидроагрегатов Череповецкой ГЭС (Обзор). М., Информэнерго, 1972, 42 с.
19. Аршеневский Н. Н., Левина С. И. О повышении надежности эксплуатации капсульных гидроагрегатов. — «Гидротехническое строительство», 1973, № 6, с. 35—38.
20. Бернштейн Л. Б. Опыт эксплуатации горизонтальных осевых гидроагрегатов (капсульных и шахтных). М., «Энергия», 1966. 113 с.
21. Воробьев В. Г., Шмельков В. С. Ремонт подпятника с устранением торцового боя зеркала на Воткинской ГЭС. — «Сборник материалов по обмену опытом эксплуатации энергоустановок НТО энергетической промышленности», 1966, с. 15—19.
22. Гидродинамическая теория смазки. Под ред. Л. С. Лейбензона. М., Тектеоретиздат, 1974. 575 с.
23. Голубовский М. Г. Метод слепков для контроля чистоты поверхности. — В кн.: Качество поверхности деталей машин. М., Машгиз, 1949, кн. 11.
24. Гурин Д. Е., Холл Л. Ф. Исследование упорных подшипников с самоустанавливающимися подушками. В кн.: — Международная конференция по смазке и износу машин. Под ред. А. И. Петрусевича. М., Машгиз, 1962.
25. Детинко Ф. М., Загородная Г. А., Фастовский В. М. Прочность и колебания электрических машин. Л., «Энергия», 1969, с. 440.
26. Домбровский В. В., Детинко Ф. М., Еремеев А. С. и др. Проектирование гидрогенераторов, ч. II. Л., «Энергия», 1968, с. 363.
27. Дьячков А. К. Формы контура упорных подушек подпятников и их приемного скоса. — В кн.: Расчет и конструирование деталей машин. М., Машгиз, 1956, с. 163—179.
28. Дьячков А. К. Расчет несущей способности масляного слоя, трения и координат центра давления упорных подушек подпятника, имеющих криволинейный контур. — В кн.: Развитие гидродинамической теории смазки применительно к упорным подшипникам скольжения. М., Изд. АН СССР, 1959, с. 5—103.
29. Дьячков А. К., Штерн Е. П. Химико-механический метод устранения дефектов поверхности диска подпятника гидрогенератора. — «Информационное сообщение № Г-1/66», М., БТИ ОРГРЭС, 1966. 31 с.
30. Дьячков А. К., Маховенко А. И., Опыт применения синтетико-металлокерамического антифрикционного материала С-1-У в подпятниках гидрогенераторов. — «Гидротехническое строительство», 1973, № 9, с. 14—17.
31. Егоров В. Л. Оптические и щуповые приборы для измерений шероховатости поверхностей. М., «Машиностроение», 1965, 223 с.
32. Жданов В. С. Эксплуатация агрегатов насосных и гидроэлектрических станций. М., Речиздат, 1953. 203 с.



33. Жирицкий Г. С., Струнин В. А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. М., «Машиностроение», 1968. 515 с.

34. Жирнов В. А. Исследование работы гидравлической опоры подпятника с тонкой подушкой, опирающейся на жидкость. Автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., 1973 (ИМАШ).

35. Иванов М. А., Летков Н. Л. Натурные испытания подпятников гидрогенераторов Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС.— В кн.: Вопросы эксплуатации гидроэлектростанций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962, с. 81—92.

36. Иванов Н. П. Подпятники гидрогенераторов. Теория и расчет. М., ЦБТИ НИИ электропромышленности, 1958. 46 с.

37. Казаров С. А., Рубцов В. В. Опытная эксплуатация и исследование подпятника гидроагрегата с синтетическим покрытием сегментов.— «Электрические станции», 1974, № 1, с. 29—34.

38. Подпятники, направляющие подшипники и крестовины мощных гидрогенераторов. Сер. 5. «Технология машиностроения». М., «Энергия», 1968. 92 с. Авт.: М. Я. Каплан, Э. В. Школьник, М. И. Зунделевич, Р. А. Прутковский.

39. Каплан М. Я. Подпятники гидрогенераторов.— «Электросила», 1956, № 14, с. 27—32.

40. Кожевников Н. Н. Наладка и эксплуатация системы смазки подшипников агрегатов Киевской ГЭС. М., «Энергия», 1972. 32 с.

41. Кожевников Н. Н. Из опыта эксплуатации подпятников гидроагрегатов Кременчугской ГЭС.— Экспресс-информация. Серия «Эксплуатация энергосистем». СЦНТИ ОРГЭС, 1973, № 18 (85). 14 с.

42. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., Машгиз, 1959. 403 с.

43. Костин К. Ф., Грузов М. И. Подпятники на гидравлической опоре для мощных гидрогенераторов.— «Вестник электропромышленности», 1955, № 4, с. 2—9.

44. Костин К. Ф. Усовершенствованные подпятники на гидравлической опоре.— «Электротехника», 1970, № 5, с. 35—37.

45. Кунин И. А. Гидродинамическая теория смазки упорных подшипников. Новосибирск, Изд-во Сиб. отделения АН СССР, 1960. с. 130.

46. Летков Н. Л. Натурные испытания подпятника гидрогенератора Волжской ГЭС имени В. И. Ленина.— В кн.: Развитие гидродинамической теории смазки применительно к упорным подшипникам скольжения. Изд-во АН СССР, 1959, с. 132—142.

47. Маховенко А. И. Результаты сравнительных испытаний материала С-1-У и баббита Б-83 в натурных пусковых условиях работы подпятника гидрогенератора.— «Электрические станции», 1973, № 7, с. 43—45.

48. Поташник С. И., Строганов Е. М., Успенский А. Л. Опыт строительства, монтажа и эксплуатации горизонтальных капсульных гидроагрегатов Киевской ГЭС. М., «Энергия», 1968. 49 с.

49. Эксплуатация гидроэлектростанций и гидротехнических сооружений (Реф. сборник «Внедренные рационализаторские предложения»). М., Информэнерго, 1974. Вып. 228, с. 20—21.

50. Саркисов М. А. Эксплуатация и исследование гидротехнических сооружений и оборудования Волжской ГЭС имени В. И. Ленина. М., Госэнергоиздат, 1961. 216 с.

51. Смоленский А. Н. Конструирование и расчет деталей паровых турбин. М., «Машиностроение», 1964. 466 с.

52. Яновский М. И. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. М.—Л., Изд-во АН СССР, 1947. 647 с.

53. Boswall R. O. The theory of film lubrication. Longmans, London, 1928.

54. Charnes A., Osterle F., Saibel E. On the solution of the Reynolds equation for slider-bearing lubrication-IV. Effect of temperature on viscosity.— «Trans ASME», August 1953, vol. 75, № 6, p. 1117—1123.

55. Fuller D. D. Theory and practice of lubrication for engineers. New-York, 1956, p. 432.

56. The Jupia power plant.— «Water Power», Febr. 1968, p. 33, 49—55.

57. Laffoon C. M., Baudry R. A., Heller P. R. Performance of vertical water wheel thrust bearings during the starting period.— «Trans. ASME», May 1947, vol. 69, № 44, p. 371—379.

58. Neyrpic hydraulic turbomachines.— «Water Power», Nov. 1972.

59. Raimondi A. A. The influence of longitudinal and transverse profile on the load capacity of pivoted pad bearings.— «Trans. ASME» 1960, vol. 3.

60. Sven Gynt. Recent developments of bearings and lubrication systems for vertical generators.— «ASEA-Journal», 1947, vol. 20, № 4—6, p. 3—19.

61. 600-MW units for Grand Coulee.— «Power Engineering», May 1968, p. 58—59.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
Часть первая	
<b>КОНСТРУКЦИИ ПОДПЯТНИКОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ И ОСОБЕННОСТИ ИХ РАБОТЫ</b>	
Глава первая. Подпятники на пружинном основании . . . . .	5
1-1. Дисковые подпятники . . . . .	5
1-2. Сегментные подпятники . . . . .	14
Глава вторая. Подпятники с вращающимися сегментами . . . . .	21
2-1. Описание конструкции . . . . .	21
2-2. Недостатки, осложняющие работу подпятников . . . . .	24
2-3. Преимущества подпятников с вращающимися сегментами . . . . .	27
Глава третья. Подпятники на винтовой опоре с однорядным расположением сегментов . . . . .	32
3-1. Описание конструкции . . . . .	32
3-2. Работа отдельных элементов подпятника . . . . .	37
3-3. Область применения . . . . .	47
Глава четвертая. Подпятники на гидравлической опоре . . . . .	51
4-1. Принцип работы и описание конструкции . . . . .	51
4-2. Работа системы гидравлического выравнивания нагрузки . . . . .	55
4-3. Равномерность распределения нагрузки между сегментами . . . . .	62
4-4. Сглаживание пульсаций . . . . .	66
4-5. Затруднения в работе подпятника . . . . .	69
4-6. Увеличение эластичности опорной системы . . . . .	75
4-7. Перспективы развития . . . . .	78
Глава пятая. Двухрядные подпятники . . . . .	80
5-1. Описание конструкции . . . . .	80
5-2. Условия работы сегментов . . . . .	87
5-3. Недостатки конструкции . . . . .	95
5-4. Регулировка нагрузки на сегменты . . . . .	104
Глава шестая. Подпятники с принудительной подачей смазки к поверхностям трения . . . . .	112
6-1. Конструктивные особенности . . . . .	112
6-2. Достоинства подпятников с принудительной подачей смазки . . . . .	115
6-3. Недостатки подпятников с принудительной подачей смазки . . . . .	116
6-4. Искажения, вносимые в работу подпятника системой принудительной подачи смазки . . . . .	119
6-5. Работа отдельных элементов системы принудительной подачи смазки . . . . .	127
6-6. Область применения подпятников с принудительной подачей смазки . . . . .	130

Глава седьмая. Подпятники горизонтальных гидроагрегатов . . . . .	131
7-1. Конструктивные особенности и условия работы . . . . .	131
7-2. Упрощение управления горизонтальными гидроагрегатами в связи с особенностями подпятников . . . . .	136
7-3. Особенности работы контрподпятников . . . . .	138
7-4. Особенности ремонта . . . . .	139
7-5. Система смазки . . . . .	141
Часть вторая	
<b>ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ПОДПЯТНИКОВ</b>	
Глава восьмая. Определение и устранение неровности зеркальной поверхности диска . . . . .	146
8-1. Классификация неровностей поверхности . . . . .	146
8-2. Шероховатость зеркальной поверхности диска . . . . .	149
8-3. Волнистость зеркальной поверхности диска . . . . .	158
8-4. Макронеровность зеркальной поверхности диска . . . . .	159
Глава девятая. Регулировка эксцентриситета сегментов . . . . .	174
9-1. Значение правильной установки эксцентриситета . . . . .	174
9-2. Влияние увеличения эксцентриситета . . . . .	177
9-3. Способы измерения эксцентриситета . . . . .	185
9-4. Способы изменения эксцентриситета . . . . .	189
9-5. Уменьшение тангенциального эксцентриситета в процессе эксплуатации . . . . .	194
Глава десятая. Регулировка нагрузки на сегменты подпятника . . . . .	196
10-1. Общие положения . . . . .	196
10-2. Тензометрические способы контроля нагрузки . . . . .	197
10-3. Индикаторно-рычажные способы контроля нагрузки . . . . .	201
10-4. Пьезометрический способ контроля нагрузки . . . . .	206
10-5. Способы контроля нагрузки на сегменты двухрядных подпятников . . . . .	208
10-6. Контроль нагрузки на сегменты подпятников с гидравлической опорой . . . . .	211
10-7. Влияние состояния деталей подпятника на точность регулировки нагрузки . . . . .	212
10-8. Влияние различной жесткости опорных тарелок на распределение нагрузки на сегменты . . . . .	218
Глава одиннадцатая. Температурный контроль подпятников . . . . .	220
Глава двенадцатая. Работа подпятников при пусках и остановках гидроагрегатов . . . . .	237
12-1. Пусковые режимы подпятников гидроагрегатов с поворотнo-лопастными турбинами . . . . .	237
12-2. Пусковые режимы подпятников гидроагрегатов с радиально-осевыми турбинами . . . . .	254
12-3. Работа подпятников при остановках гидроагрегатов . . . . .	259
Глава тринадцатая. Применение новых материалов в подпятниках . . . . .	270
13-1. Сегменты с синтетико-металлическим покрытием . . . . .	270
13-2. Сегменты из алюминиевого сплава с баббитовым покрытием . . . . .	278
Список литературы . . . . .	284
	9